中国制冷学会制冷专业
工程师继续教育系列丛书

制冷压缩机及其应用

马国远　主编

中国建筑工业出版社

中国制冷学会制冷专业
工程师继续教育系列丛书

- 制冷技术及其应用
- 制冷压缩机及其应用
- 冷藏冻结设备与装置
- 空调与热泵机组设计
- 制冷空调机组机电一体化
- 制冷空调装置过程分析
- 制冷空调装置数字化设计

责任编辑／姚荣华　张文胜
封面设计／傅金红



经销单位：各地新华书店、建筑书店
网络销售：本社网址 http://www.cabp.com.cn
网上书店 http://www.china-building.com.cn
博库书城 http://www.bookuu.com
图书销售分类：培训教材（Y）



ISBN 978-7-112-09754-8
9 787112 097548 >
（16418）定价：38.00元

中国制冷学会制冷专业
工程师继续教育系列丛书

制冷压缩机及其应用

马国远　主编

中国建筑工业出版社

图书在版编目(CIP)数据

制冷压缩机及其应用/马国远主编. —北京：中国建筑工业出版社，2007
(中国制冷学会制冷专业工程师继续教育系列丛书)
ISBN 978-7-112-09754-8

Ⅰ. 制… Ⅱ. 马… Ⅲ. 制冷—压缩机—工程技术人员—终生教育—教材 Ⅳ. TB652

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 178945 号

中国制冷学会制冷专业工程师继续教育系列丛书
制冷压缩机及其应用
马国远 主 编
*
中国建筑工业出版社出版、发行（北京西郊百万庄）
各地新华书店、建筑书店经销
北京天成排版公司制版
北京建筑工业印刷厂印刷
*
开本：787 × 1092 毫米 1/16 印张：13¼ 字数：331 千字
2008 年 2 月第一版 2008 年 2 月第一次印刷
印数：1—3,000 册 定价：**38.00** 元
ISBN 978-7-112-09754-8
(16418)

《制冷压缩机及其应用》是“中国制冷学会制冷工程师继续教育系列丛书”之一，内容包括制冷压缩机的基础知识，活塞、滚动活塞、涡旋、螺杆、离心等形式的制冷压缩机，以及制冷压缩机的选用、安装运行与保养维修，基本涵盖了制冷压缩机技术的各个方面。本书以介绍制冷压缩机的“原理、构造、特性”为主，强调制冷压缩的应用知识，同时重视产品“实验”、“规范、标准”，以适应制冷工程技术人员对压缩机知识的基本需求。

本书适用于从事制冷机械设备、冷冻冷藏、冷藏运输以及空调热泵专业的技术人员阅读，亦可供相关专业的在校学生参考与自学使用。

* * *

责任编辑：姚荣华　张文胜
责任设计：赵明霞
责任校对：关　健　王金珠

序　言

为适应我国制冷行业的迅猛发展，提高国际竞争能力，中国制冷学会经常务理事会讨论通过，于2006年4月成立中国制冷学会继续教育工作委员会。

继续教育工作委员会的宗旨是开展制冷专业技术人员的继续教育，促进在职专业技术人员知识更新，及时掌握新知识、新技术、新技能，提高在职专业技术人员的素质和能力，加速制冷专业高层次技术人员队伍的建设和青年人才的培养。继续教育工作委员会将在调查研究我国制冷专业技术人员继续教育状况的基础上，促进高等院校、科研单位、企业在制冷专业发展与继续教育方面的研讨与合作，实施中国制冷学会制冷专业技术人员资格认证的教育培训，并举办高级技术人员培训班。

为实现上述目标，继续教育工作委员会成立了以彦启森教授为主编，王如竹教授、李连生教授、申江教授为副主编，中国制冷学会继续教育工作委员会全体委员为编委的制冷专业技术人员继续教育系列教材编委会，负责制冷专业技术人员继续教育系列教材的编写工作。

相信在广大编委、作者和读者的共同努力下，中国制冷学会的继续教育工作会有一个美好的明天。

制冷专业技术人员继续教育系列教材编委会

2006年5月

前　言

为构建我国制冷专业技术人员终身教育体系，培养专业技术人员的学习能力、实践能力和创新能力，提高整体素质，实现我国制冷工业的可持续发展，中国制冷学会组织高等院校、科研院所和生产一线专家，编写适应科技发展的制冷知识体系的继续教育系列丛书。丛书对象为广大从事制冷(包括：制冷机械设备专业、冷藏冷冻专业、冷藏运输专业及空调热泵专业)工作的专业技术人员。

《制冷压缩机及其应用》是制冷工程师继续教育系列丛书之一，包括制冷压缩机的基础知识，活塞、滚动活塞、涡旋、螺杆、离心等形式的制冷压缩机以及制冷压缩机的选用、安装运行与保养维修等共计八章，基本涵盖了制冷压缩机技术的各个方面。本书以介绍制冷压缩机的“原理、构造、特性”为主，强调制冷压缩的应用知识，同时重视产品“实验”、“规范、标准”，以适应制冷工程技术人员对压缩机知识的基本需求。

本书由北京工业大学马国远教授组织编写。参加编写的成员有：北京工业大学马国远教授(第一章第一节～第三节、第六节，第二章除大客车空调用往复压缩机外的内容，第三章，第四章，第五章第一节～第四节、第六节，第六章第三节，第七章，第八章)，西安交通大学张华俊教授、陈伟硕士(第六章除第三节的内容外)；开利一冷工厂周雷博士(第五章第五节、第七节)；北京工业大学卢苇博士(第一章第四节、第五节)；北京比泽尔制冷设备有限公司史伟、马杰工程师等(第二章第八节大客车空调用往复压缩机)。全书由马国远教授统稿。

本书在编写过程中得到了中国制冷学会继续教育工作委员会以及中国制冷学会资格认证委员会主任潘秋生教授、荆华乾副秘书长、王从飞副主任的大力支持；北京工业大学制冷与低温工程系刘璐璐、庞伟科、舒勇、梁忠、田昕等同学在本书编写过程中帮助查阅、整理了大量资料，并进行了大量的文字处理工作；中国建筑工业出版社姚荣华副编审为本书及早出版付出了辛勤劳动。在此，对给予编者大力支持和帮助的各位人士表示衷心感谢！

彦启森先生生前非常关心本书的编写和出版工作，本书的出版也算了却先生的一桩遗愿，并以此祭慰先生。

由于本书内容涉及面广，并引入较多新内容，如有不足之处，恳请读者批评指正。

目　　录

主要符号表

符号	符号意义 单位
A，a	经验系数
B，b	经验系数
B_v	滑板厚度，m
C	比热容，kJ/(kg·K)
C_n	面积利用系数
C_φ	扭角系数
COP	性能系数，W/W
c	相对余隙容积；绝对速度，m/s
D	气缸直径；叶轮外径，m
D_0	转子的算术平均直径，m
D_N	公称直径，m
d	流量节流装置孔径；管子内径，m
EER	能效比，W/W 或 Btu/(W·h)
e	偏心距；绝对粗糙度；回转半径，m
F_k	弹簧力，N
f	压缩机散热量系数
f_0	齿间面积，m^2
G	砝码质量，kg
H	气缸高度，m
h	比焓，kJ/kg；涡旋体高，m
h_{hyd}	流动损失，kJ/kg
h_{df}	轮阻损失，kJ/kg
h_{th}	1kg 气体流经叶轮叶片获得的理论能量头，kJ/kg
h_{tot}	1kg 气体在叶轮中获得的总能量，kJ/kg

符号	符号意义 单位
i	气缸或工作腔数量
K	气缸容积利用系数
K_l	量热器的漏热系数，kW/℃
L	阴、阳转子的长度，m
L_e	当量管长，m
l	砝码至测功电动机中心距离，m
l_0	滑板径向高度，m
m	膨胀过程指数；涡旋圈数
N	压缩腔室对数；压缩机轴扭矩，N·m
n	多方压缩指数；转速，r/min
P，P_h	涡旋节距，m
T_e，T_0	蒸发温度，K
T_{int}	中间温度，K
T_s，T_l	吸气温度，K
T_d	压缩机的排气温度，K
t	涡旋体壁厚，m
t_a	量热器周围的平均环境温度，℃
t_s	第二制冷剂的饱和温度，℃
t_f	压缩机排气压力的饱和温度或露点温度，℃
t_g	压缩机吸气温度，℃
u	泄漏速度；圆周速度，m/s
V_β	结构容积损失，m^3
V_s	工作容积；行程容积，m^3
V_p	星轮刚封闭转子齿槽时的基元容积，m^3

符号	符号意义　单位
V_c	余隙容积，m^3
V_i	内容积比
v_1，v_{ga}	制冷剂蒸气的实际比容，m^3/kg
v_{gl}	规定工况下制冷剂的比容，m^3/kg
v_{s0}	吸气状态下制冷剂的比容，m^3/kg
W_{tot}	叶轮对1kg气体所作的总功，kJ/kg
W_t	理论功，J
W_i	实际循环指示功，kJ
w_i	单位实际循环指示功，kJ/kg
w_{ts}	等熵循环理论功，kJ/kg
w_0	单位理论压缩功，kJ/kg
w_a	单位实际压缩功，kJ/kg
w	相对速度；流体流速，m/s
X	制冷剂-油混合物中含油率
Z	转子齿数；位置高度，m
Δp_d	排气压力损失，MPa
Δp_s	吸气压力损失，MPa
Δp	流量节流装置前后的压差，Pa
ΔP_{SPF}	摩擦阻力，N
ΔP_{SPP}	局部阻力，N
ΔP_{SP}	管系中的总阻力，N
ΔR_{SPF}	每米管长的摩擦压降，N/m
P	输入功率，kW
P_a	电动机输入功率，kW
P_e	轴功率，kW
P_{el}	电功率，kW
P_i	指示功率；压缩机输入功率，kW
P_m	摩擦功率，kW
P_{ts}	等熵压缩理论循环功率，kW
P_{ad}	绝热指示功率，kW
P_z	压缩机轴功率，kW
p_m	平均摩擦压力，kPa
p_0	蒸发压力，MPa
p_d	排气压力，MPa
p_{int}	中间压力，MPa
p_k	冷凝压力，MPa
p_s	吸气压力，MPa
Q_0	制冷量，kW
Q_a	量热器的漏热量，kW
Q_i	量热器的输入热量；输入电加热器的电功率，kW
Q_r	压缩机向环境的散热量，kW
Q_k，Q_h	压缩机排热量，kW
q_c	单位冷凝放热量，kJ/kg
q_{0m}	单位质量制冷量，kJ/kg
q_{0v}，q_{vc}	单位容积制冷量，kJ/m^3
q_{mt}	理论质量输气量，kg/s
q_{ma}	实际质量输气量，kg/s
q_{vt}	理论容积输气量，m^3/s
q_{va}	压缩机实际容积输气量，m^3/s
q_{mc}	冷却水质量流量，kg/s
q_{mw}	冷却水量，kg/s
R	气缸半径，m；气体常数，J/(kg・K)
Re	雷诺数
r	滚动活塞半径；基圆半径，m
S	活塞行程，m
T_c，T_k	冷凝温度，K
Δt	气缸套冷却水进出水温度差，℃

符号	符号意义　单位	符号	符号意义　单位
α	渐开线初始角，rad；流量系数	η_{vi}	内容积比效率
β	渐开线展角，rad	κ	制冷剂的等熵指数
χ	循环量之比	λ	长径比；气缸相对高度
δ	间隙，m	λ_l	密封系数
δ_0	吸、排气相对阻力损失之和	λ_p	压力系数
ε	压力比；制冷系数	λ_T	温度系数
ε_1	流体通过流量节流装置时的可膨胀性系数	λ_v	容积系数
ε_i	压缩机的内压力比	λ_β	回流系数
ϕ	渐开角，rad	λ_{SP}	摩擦阻力系数
η_e	轴效率	π	压力比
η_{el}	电效率	θ	蒸气在吸气管道中的过热度，K
η_i	指示效率	ρ	密度，kg/m^3
η_m	机械效率	τ	名义压力比
η_{mo}	电动机的效率	ξ	冷却水带走的热量占总热量的比例
η_v	容积效率	ξ_{SP}	局部阻力系数
η_{ad}	绝热效率	ψ	相对偏心距
η_s，η_i	压缩机的等熵效率		

第一章 基 础 知 识

制冷压缩机，即制冷剂压缩机，是决定蒸气压缩式制冷(热泵)系统能力大小的关键部件，对系统的运行性能、噪声、振动、维护和使用寿命等有着直接的影响。压缩机在系统中的作用在于：抽吸来自蒸发器的制冷剂蒸气，提高压力和温度后将它排向冷凝器，并维持制冷剂在制冷系统中的不断循环流动。由此可见，压缩机相当于制冷系统中的“心脏”。因此，压缩机常被称为制冷系统的“主机”，而换热器、节流元件等设备则被称为“辅机”。

压缩机，无论是在制冷系统还是在热泵系统中，它的功能没有任何差别，但是，却有一个最根本的不同，那就是各自工作温度范围的不同。如制冷系统是从被冷却介质吸热而向环境介质排热，其压缩机运行工况中的蒸发温度要低于被冷却介质温度，冷凝温度要高于环境介质温度。对热泵系统，以空气源热泵为例，是从大气吸热，并向温度较高的温度区域供热，于是，其压缩机运行工况中的蒸发温度要低于大气温度，冷凝温度要高于供热区域的温度。在表 1-1 和表 1-2 中分别列出了我国小型往复式制冷压缩机的名义工况和美国制冷协会(ARI)标准所规定的热泵压缩机的名义工况。正是基于这一根本点不同，决定了热泵用和制冷用压缩机的各自特点。尽管如此，从原理上看，各类制冷剂压缩机都可用于制冷机和热泵中。因此，在本书中，用于制冷机和热泵的压缩机均称为制冷压缩机。但是，不同用途的制冷压缩机必须根据各自的运行工况和条件的差别作专门设计，以保证在各自应用场合下工作的经济性和可靠性。制冷机只用于制冷，而一般热泵往往制热、制冷交替使用，甚至有的要一边制热，一边制冷，冷、热量同时加以利用。因此，许多热泵用的压缩机是对已经成批生产使用的制冷用压缩机在其原有结构工艺的基础上加以改造而成。在某些场合下，只要热泵的工作条件不超过制冷用压缩机所规定的工作条件，则可以直接采用一般的制冷压缩机。

第一节 制冷压缩机的种类及分类

根据制冷压缩机的工作原理、结构和工作的蒸发温度划分其种类，并进行分类。

一、制冷压缩机的种类

根据压缩制冷剂蒸气的原理，制冷压缩机可以分为容积型和速度型两大类。

1. 容积型压缩机

在这类压缩机中，一定容积的气体先被吸入到气缸里，继而在气缸中其容积被强制缩小，压力升高，当达到一定压力时气体便被强制地从气缸排出。可见，容积型压缩机的吸、排气过程是间歇进行的，其流动不是连续稳定的。

容积型压缩机按其压缩部件的运动特点可分为两种形式：活塞式和回转式。而后者又

可根据压缩机的结构特点分为滚动活塞、滑片、螺杆、涡旋等形式。

2. 速度型压缩机

在这类压缩机中，气体压力的增长是由气体的速度转化而来，即先使吸入的气流获得一定的高速，然后再使之缓慢下来，让其动量转化为气体的压力升高，而后排出。可见，速度型压缩机中的压缩流程可以连续地进行，其流动是稳定的。在制冷和热泵系统中用的速度型压缩机几乎都是离心压缩机。

图 1-1 是制冷压缩机分类及其结构示意简图。

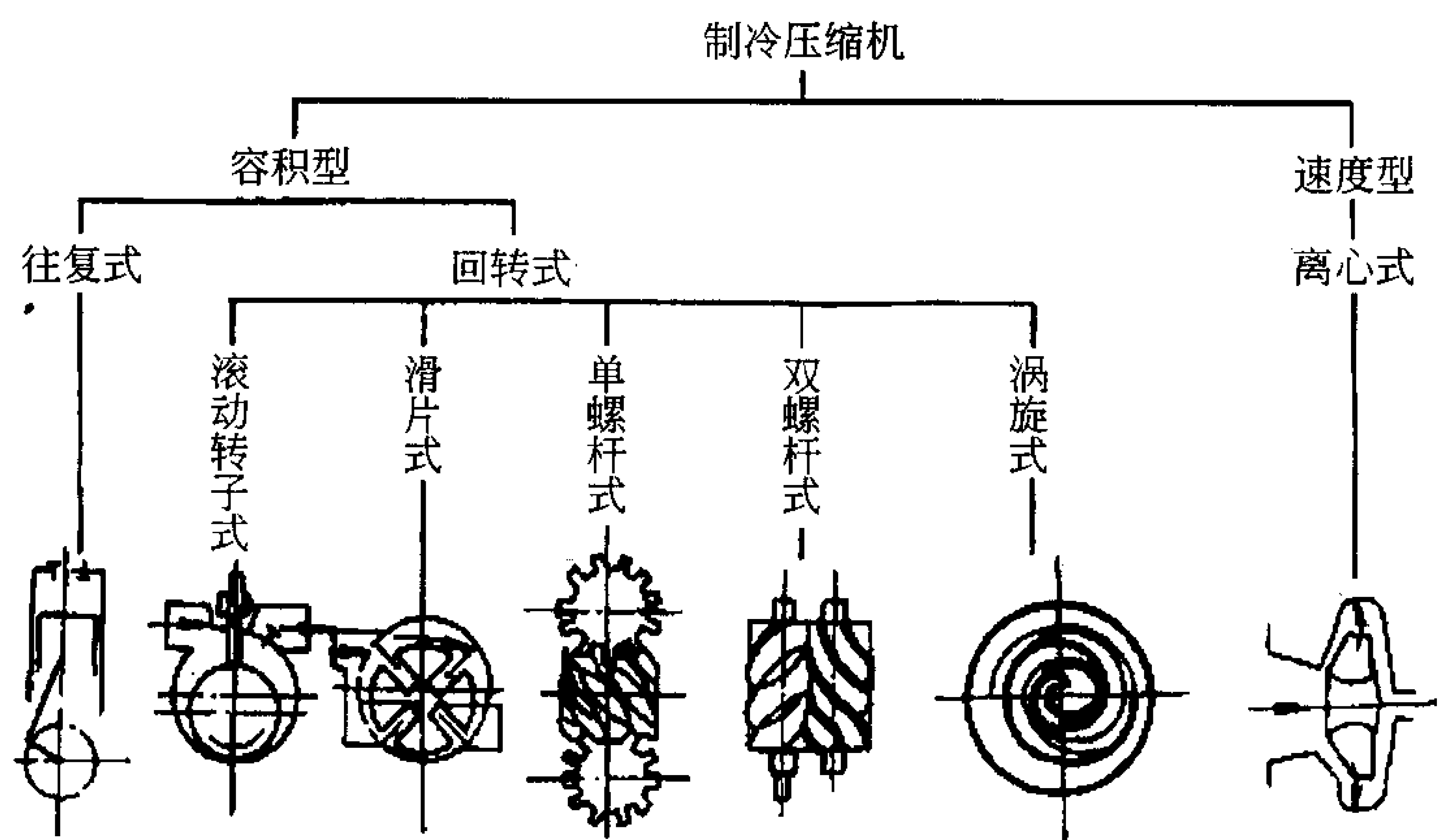


图 1-1 制冷压缩机的分类和结构示意简图

二、制冷压缩机的分类

1. 按工作的蒸发温度范围分类

对于单级制冷压缩机，一般可按其工作蒸发温度的范围分为高温、中温和低温压缩机，但在具体蒸发温度范围的划分上并不一致，目前较习惯采用的、大致工作蒸发温度的分类范围为：

高温制冷压缩机：－10～0℃；

中温制冷压缩机：－15～0℃；

低温制冷压缩机：－40～－15℃。

2. 按密封结构形式分类

制冷系统中的制冷剂是不允许泄漏的，这意味着系统中凡与制冷剂接触的每个部件对外界都是密封的。根据所采取的防泄漏方式和结构，制冷压缩机可分为以下三种基本形式。

(1) 开启式压缩机　压缩机曲轴的功率输入端伸出压缩机机体之外，再通过传动装置与原动机相连接。在伸出部位要用轴封装置防止制冷剂的泄漏。利用这种轴封装置将原动机隔离于制冷剂系统之外的压缩机形式称为开启式压缩机。通常，这种压缩机的制冷量较大。若原动机是电动机，因它与制冷剂和润滑油不接触而无需具备耐制冷剂和耐油的要求。因此，开启式压缩机可用于以氨为工质的制冷系统。

(2) 半封闭式压缩机　采用封闭式的结构，把电动机和压缩机连成一个整体，装在同一机体内共用一根主轴，因而可以取消开启式压缩机中的轴封装置，避免了由此产生泄漏

的可能性。这样，它的电动机室内充有制冷剂和润滑油。这种与制冷剂和润滑油相接触的电动机被称为内置电动机，其所用材料必须与制冷剂和润滑油相容共处。半封闭式压缩机的另一特点是在其机体上的各种端盖都是用垫片和螺栓拧牢压紧来防止泄漏，因而压缩机内的零部件易于拆卸、修理和更换。半封闭式压缩机的制冷量一般居中等水平。

（3）全封闭式压缩机　全封闭式压缩机也像半封闭式一样，把电动机和压缩机连成一整体，共用一根主轴，它与半封闭式压缩机的差异在于，连接在一起的压缩机和电动机组安装在一个密闭的薄壁机壳中，机壳最后焊接成一体，这样既取消了轴封装置，又大大减轻和缩小了整个压缩机的尺寸和重量。露在机壳外表的只焊有吸排气管、工艺管及其他(如喷液管)必要的管道、输入电源接线柱和压缩机支架等。由于整个压缩机电动机组是装在一个不能拆开的密封机壳中，不易打开进行内部修理，因而要求这类压缩机的使用可靠性高、寿命长，对整个制冷系统的安装要求也高，这种全封闭结构形式一般用于大批量生产的小容量制冷压缩机中。

三、应用范围

图 1-2 表示了目前各类压缩机的大致应用范围及其制冷量大小，下面将分别介绍各类压缩机的应用及发展概况。

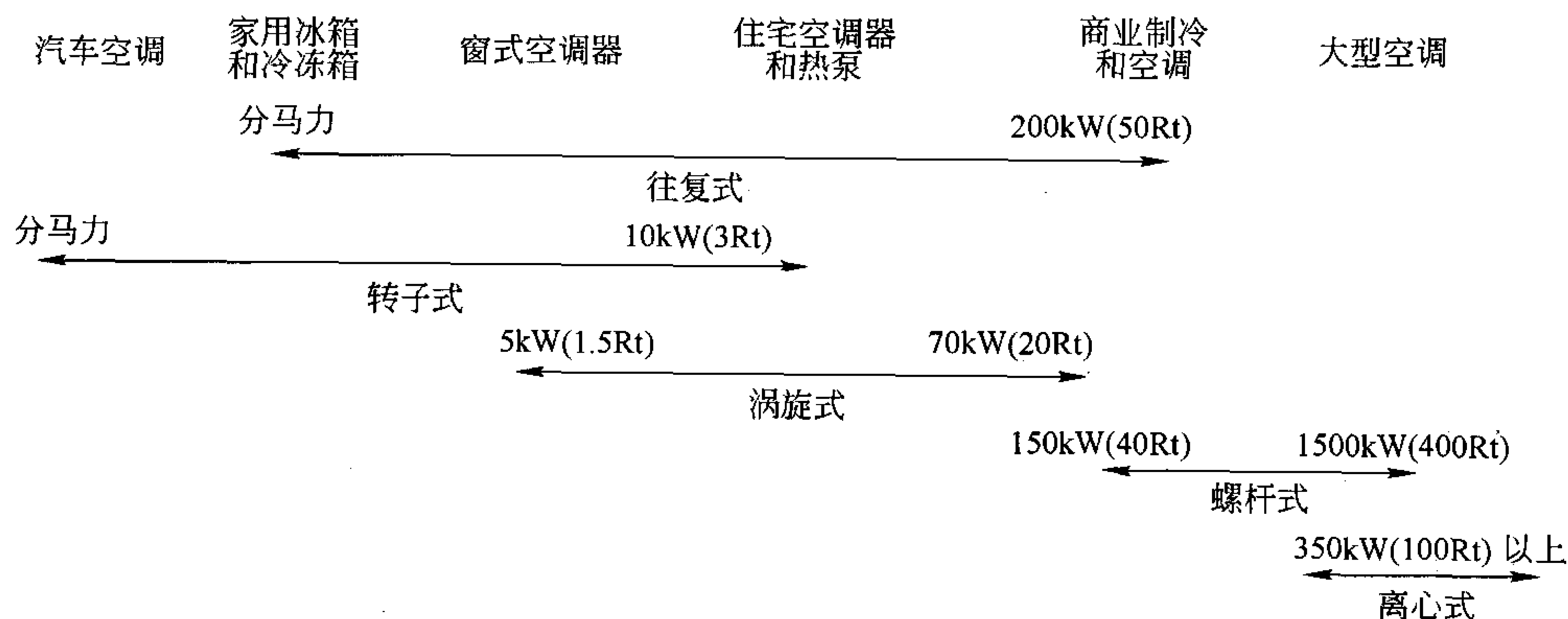


图 1-2　各类压缩机的应用及容量范围

1. 活塞压缩机

活塞压缩机迄今还是应用最广泛的一种机型，尽管它的市场份额已被其他形式的压缩机占去一部分，这是因为后者具有比活塞压缩机更好的可靠性、容积效率、压力稳定等性能。因此，可以预料，除了在小容量的应用场合，活塞压缩机还会继续失去其占有的市场。尽管如此，它仍在采用新技术来力保自身的市场范围，其方法是应用热力学和流体力学的新成果，采取计算机辅助设计的手段使压缩机的设计、气阀的改进等方面更为合理，对其整体性能的预测更加精确。目前，其性能系数约为 2～2.5W/W(制冷)和 2.9～3.4W/W(空调)。

2. 滚动活塞制冷压缩机

这类压缩机广泛应用于家用电冰箱和空调器中。它从结构上看主要是因为不需用吸气阀而显得可靠性更高。同样的原因亦使它适用于变速运行，在家用空调器中其变速比可达

10∶1(从 10～15Hz 到 100～150Hz)。机器的零部件少、尺寸紧凑、重量轻也是它的优点。但是也有其受限制的一面，即这种压缩机一旦在其轴承、主轴、滚动活塞或是滑板处发生磨损，间隙增大，会对其性能产生较明显的不良影响，因而它通常用于在工厂中整体装配的冰箱、空调器中，因为这样可以使系统内具有较高的清洁度。滚动活塞压缩机有单缸和双缸两种典型结构。其性能系数可达 2.9W/W(制冷)和 3.4W/W(制热)。

3. 涡旋压缩机

数控加工技术的发展使涡旋压缩机得以制成并进入市场。随着生产率和产量的不断提高，这类压缩机的价格更具有竞争力。尽管它需要有一平动传动机构而使其结构有所复杂化，但它却具有很多潜在的技术优势。例如，机器中没有吸气阀，从而提高了其可靠性，转速变化范围可增大；动力平衡性较好，轴的扭矩较均匀，压力波动小以及较小的振动和噪声。进一步看其性能特点，涡旋压缩机的容积效率在给定的吸气条件下几乎与工况的压力比无关，这是因为它没有如活塞压缩机的余隙容积损失的缘故。这种特性使它在制冷、空调和热泵应用场合中比活塞压缩机更具有优势。

在制冷应用中，涡旋压缩机可以用较小的压缩机工作容积在很低的蒸发温度和较高的压力比下提供足够的制冷剂流量，这样，压缩机用同一电动机可在更宽广的工况下高效率地工作。同理，在热泵应用中，在环境气温低及压力比高的情况下，压缩机具有较高的制热能力。在空调应用中，亦会在宽广的环境气温下，减轻电动机的负荷，提高了系统的总效率。

采用了柔性传动机构后可使其耐液体压缩和杂质侵入的能力有所加强，不致产生过大的性能损失或失效。轴承和其他部件的磨损几乎对压缩机的性能影响很小，工作可靠性提高。涡旋压缩机的发展在于扩大其制冷量范围，特别是在做成小制冷量的机型，提高效率，使用替代工质和降低制造成本等方面。

4. 螺杆压缩机

随着近年来螺杆压缩机工作可靠性的不断改进，使之在中等制冷量范围内的制冷空调应用中，尽管其价格较高，还是得到较普遍的应用；它已开始取代一些较大的活塞压缩机(小至 50kW，甚至更小些)，同时也取代了一些中等冷量的离心压缩机(大至 1500kW)。它之所以能进入原来一直由离心压缩机主宰的领域(350～1500kW)是由于其部分负荷时的良好性能，其效率一般可高出 8%～10%；并且没有离心压缩机所特有的喘振问题。在原来活塞压缩机所主宰的较小冷量范围内(750kW 以下)，螺杆压缩机是以其较高的可靠性和效率才成功地跻身其中，这是因为其装配零部件少，螺杆新型线的开发以及螺杆加工精度的提高。另外，它还有尺寸小、重量轻和易于维护保养的优点。

螺杆压缩机的两种基本形式中，双螺杆压缩机受到青睐。但在欧洲，使用较多的还是单螺杆压缩机。

5. 离心压缩机

离心压缩机目前在大冷量范围内(大于 1500kW)仍保持优势，这主要受益于在这个冷量范围内，它具有无可比拟的系统总效率。离心压缩机的运动零件少而简单，且其制造精度要比螺杆压缩机低得多，这些都带来制造费用相对低且可靠的特点。此外，大型离心压缩机如应用在工作压力变化范围狭小的场合中，可以避开由喘振所带来的问题。

离心压缩机自 1993 年就开始根据 CFCs 替代的需要进行着重新设计，以使其热力和气动力性能得到更好地改善。目前，在美国和日本已有很多离心压缩机用 HCFC-123 替

代原来的 CFC-11。但 HCFC 的使用终究不是长久之计，因而已有很多离心压缩机的工质替代转向从 HCFC-22 置换为 HFC-134a，其制冷量范围为 90～1250kW。

第二节 工 作 循 环

一、理论循环

容积型压缩机是蒸气压缩式制冷机中应用领域最广泛、使用数量最多的压缩机，它的单机功率可以从几十瓦到几千千瓦。尽管容积型压缩机的结构形式众多，但究其热力学基础还有许多部分是相同的。因此，首先对此部分作必要的阐述。

容积型压缩机中，往复压缩机是最常见的一种，其压缩理论最易于理解和接受，对往复压缩机基础理论的剖析大多数适用于其他容积型回转压缩机。因此，以往复压缩机作为典型来讨论其理论循环。

1. 工作容积与理论输气量

在工程热力学中，已经讨论过单级往复压缩机的理论循环，它排除了在其他实际循环中所不可避免的容积损失，质量损失和其他各类不可逆损失。从理论循环的分析中可以找到一些基本热力参数间的关系、提高循环指标的基本途径以及确定循环的极限指标，用来评价压缩机实际循环的完善程度。

衡量压缩机最主要的两个性能指标是其输气量和功率消耗，总是要求以最小的功率输入获取更多的输气量。对制冷压缩机而言，在给定工况下的输气量大小是与其制冷量大小直接相关的。

(1) 工作容积与排量

容积型压缩机中，直接用来压缩气体的腔室称为工作腔。活塞压缩机中，工作腔即气缸；而回转压缩机中，可能有若干个工作腔轮流或同时工作。工作容积是指工作腔中实际用来处理气体的那部分容积，用 V_s 表示，例如活塞压缩机中活塞所扫过的那部分容积。

压缩机在主轴一转中所形成的总工作容积称为排量，单位为 cm^3/r 或 m^3/r。对给定的压缩机而言，排量是不变的，它能比较准确地反映压缩机的大小，故越来越多的压缩机，尤其是小型制冷和空调用压缩机，都用排量来表示其容量大小。

(2) 往复压缩机的理论输气量

从图 1-3 可知，每一循环从一个直径为 D，活塞行程为 S 的气缸中排出的气体容积，如其余隙容积为零，即排气行程结束时的气缸中容积为零，则按压缩机进口处吸气状态计算，等于活塞移动一个行程所扫过的气缸工作容积 $V_s(m^3)$。

$$V_s=\frac{\pi}{4}D^2S \tag{1-1}$$

式中 D——气缸直径，m；

S——活塞行程，m。

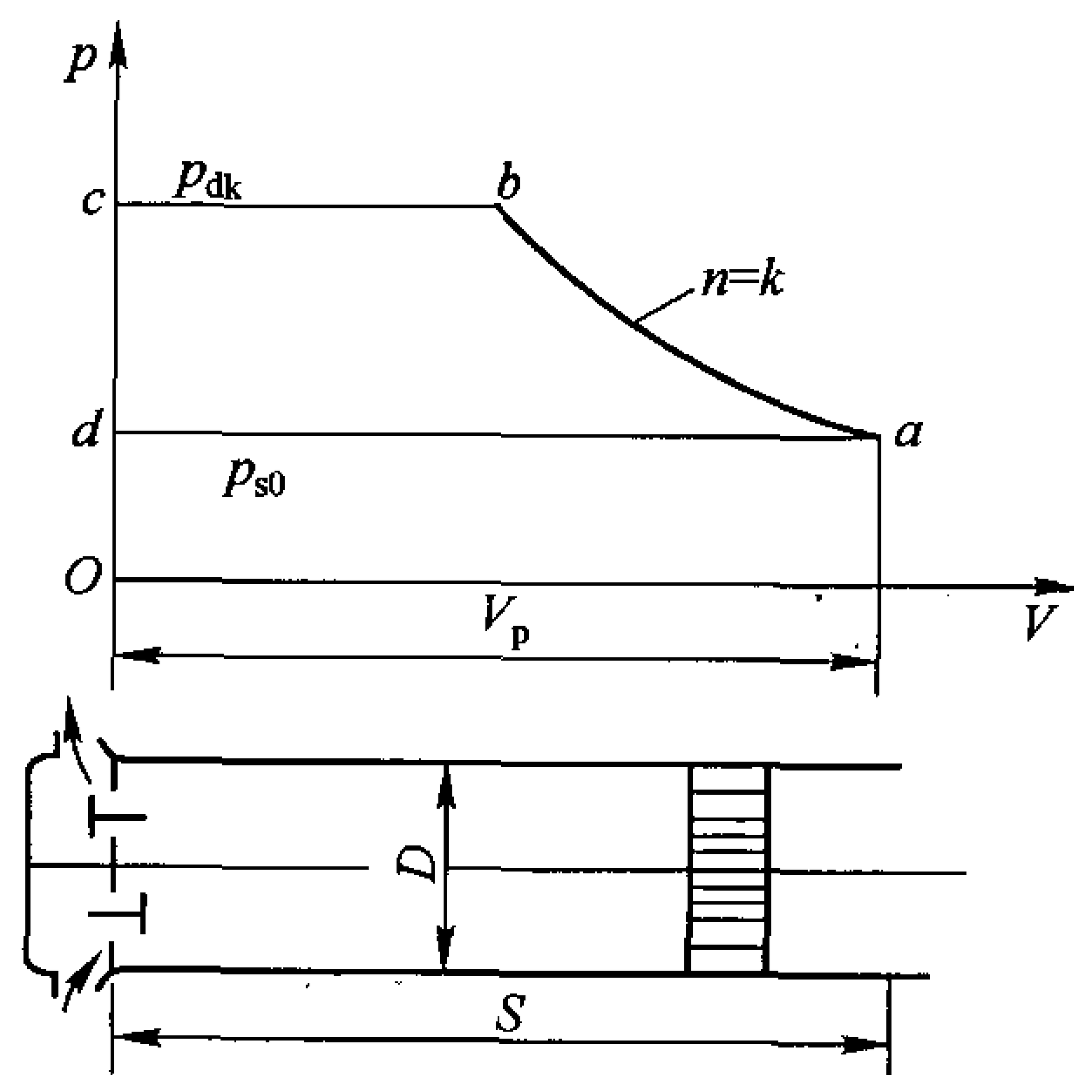


图 1-3 单级往复压缩机的理论循环

压缩机的输气量有容积输气量和质量输气量之

分。理论容积输气量或称理论排量(m^3/h)，是指压缩机按理论循环工作时，在单位时间内所能供给的，按进口吸气状态换算的气体容积。

$$q_{vt}=60inV_s=47.12inSD^2 \tag{1-2}$$

式中 i——压缩机的气缸数；

n——压缩机的名义转速，r/min。

于是，压缩机的理论质量输气量 q_{mt}(kg/h)为：

$$q_{mt}=\frac{q_{vt}}{v_{s0}}=\frac{47.12inSD^2}{v_{s0}} \tag{1-3}$$

式中 v_{s0}——进气口处吸气状态下气体的比容，m^3/kg。

2. 压缩功与功率

压缩机一个气缸完成一个理论循环所消耗的理论功 W_t(J)可从 p-V 示功图的面积 a-b-c-d(图 1-3)求得，令活塞对气体所作的功为正值，则：

$$W_t=\int_a^b V\mathrm{d}p \tag{1-4}$$

W_t 的值还取决于压缩过程 a-b 的热力过程特征。对于制冷压缩机，它的工质一般都是临界温度较高的蒸气，压力高时即趋于饱和。因此，通常取 a-b 为等熵压缩过程的理论循环功为制冷压缩机的理论功 W_{ts}(J)。从热力学已知，对于理想气体：

$$W_{ts}=p_{s0}V_p\frac{\kappa}{\kappa-1}(\varepsilon^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}-1) \tag{1-5}$$

式中 $\varepsilon=p_{s0}/p_{dk}$——压力比；

p_{s0}、p_{dk}——压缩机的进口处吸气压力和出口处排气压力，Pa；

κ——制冷剂的等熵指数。

或是对理想气体和实际气体：

$$W_{ts}=q_{mt}(h_{dk}-h_{s0}) \tag{1-6}$$

式中 h_{s0}、h_{dk}——制冷剂在吸气和排气状态下的比焓，kJ/kg。

于是，压缩机所消耗的理论功率 P_{ts}(kW)为：

$$P_{ts}=\frac{inW_{ts}}{60\times1000} \tag{1-7}$$

二、实际循环

现实中，理论循环始终是不可能实现的，许多不可避免的损失使压缩机的实际性能偏离了理想状况，其结果是输气量的减少和功率消耗的增加。在以下所述的全部或部分因素会对不同的容积型压缩机的性能产生较大的影响。具体情况如下：

(1) 压缩机中的压力降。包括通过吸、排气截止阀的压力降；通过吸气过滤器的压力降；通过内置电动机的压力降(封闭式压缩机中)；流过吸、排气管道和室腔的压力降；通过吸、排气阀和阀孔的压力降；通过内部消声器的压力降；通过内部分油器的压力降；通过单向阀的压力降等。

(2) 制冷剂的受热。包括从内置电动机吸热(封闭式压缩机中)；与压缩机中各种零部件的热交换；吸收从摩擦损耗所转换的热量如润滑油等。

(3) 气阀运动规律不完善带来的效率下降。

(4) 制冷剂泄漏的影响。

(5) 再膨胀的影响。在实际的压缩机中，特别是往复压缩机中，在排气的终了，气缸中免不了会在其余隙容积中残留下一些高温高压气体，这些气体会在吸气过程中在气缸里再膨胀，减少了气缸工作容积的有效吸气容积。

(6) 压缩过程偏离等熵过程。由于压缩机内部流动阻力、机械摩擦和热交换的存在，压缩过程并不是等熵绝热过程而是多变过程。

(7) 压缩过程的过压缩和欠压缩。

(8) 润滑油循环量的影响。

(9) 压缩机的机械摩擦损失和内置电动机(封闭式压缩机)的电动机损失。

三、过压缩与欠压缩

在容积比固定(即吸、排气开始的位置是固定的，具有强制吸、排气的特征)的容积型压缩机中，如滑片、螺杆和涡旋压缩机，在工作中会出现过压缩和欠压缩的压缩过程。

内容积比 V_i 是指这类压缩机中吸气终了、压缩刚要开始时的工作容积 V_{cys} 与压缩终了、刚要开始打开排气口时的工作容积 V_{cyc} 间的比例关系，即：

$$V_i = V_{cys}/V_{cyc} \tag{1-8}$$

根据此内容积比，必然存在压缩机的内压力比 ε_i：

$$\varepsilon_i = \frac{p_{cyc}}{p_{cys}} = \left(\frac{V_{cys}}{V_{cyc}}\right)^n = (V_i)^n \tag{1-9}$$

式中　n——压缩过程的多变指数；

p_{cys}、p_{cyc}——吸气终了和压缩终了时气缸中的压力。

当工作容积中的 P_{cyc} 大于制冷系统中的排气压力 P_{dk}，即这时压缩机的内压力比 ε_i 大于系统运行中的压力比 $\varepsilon = p_{dk}/p_{s0}$，则压缩机中的压缩过程发生过压缩，在 P-V 示功图上如图 1-4(a)所示。被压缩至压力为 $\varepsilon_i p_{s0}$ 的气体在排气口打开时冲出排气口，气缸工作容积中的压力迅速下降到 p_{dk}，其余气体就在此压力下向外排出。从 $\varepsilon_i p_{s0}$ 膨胀到 p_{dk} 可以视为等容过程，所增加的额外功耗由图 1-4(a)中阴影面积表示。

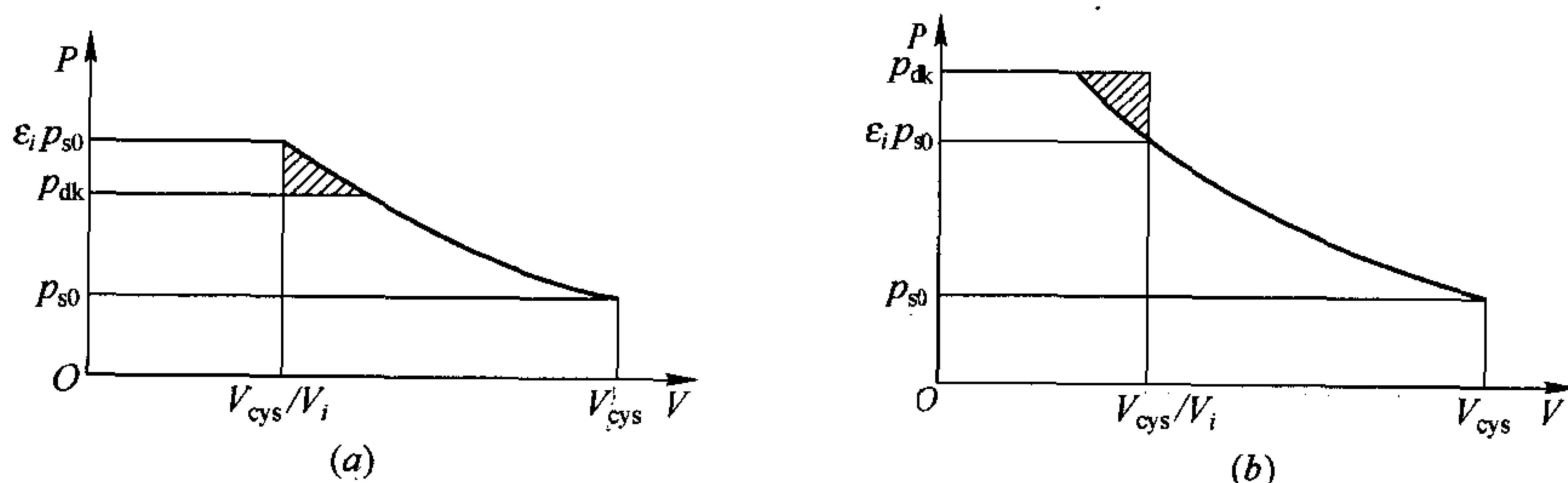


图 1-4　压缩机中发生过压缩和欠压缩时的 P-V 图

(a)过压缩；(b)欠压缩

相反，当 P_{cyc} 小于 P_{dk} 时，即系统的压力比 ε 大于内压力比 ε_i 时，压缩机中的压缩过程便发生欠压缩，其 P-V 图如图 1-4(b)所示。当排气口被打开时，在排气管道内压力为 P_{dk} 的气体经过排气口迅速冲入气缸工作容积中，使其中的压力从 $\varepsilon_i p_{s0}$ 突然上升到 P_{dk}，然后气缸中的所有气体就在此压力下被挤出排气口，进入排气管道。从 $\varepsilon_i p_{s0}$ 升高到 P_{dk} 可

看作等容过程，所增加的功耗由图 1-4(b)上的阴影面积所表示。

假定压缩过程是多变过程，则上述两种情况中每一循环所消耗的指示功为：

$$p_{s0}V_{cys}\frac{n}{n-1}[\varepsilon_i^{\frac{n-1}{n}}-1]+p_{s0}V_{cys}\frac{\varepsilon-\varepsilon_i}{V_i}$$

而对于不存在过压缩和欠压缩的情况，即 $\varepsilon=\varepsilon_i$，则所消耗的指示功为：

$$p_{s0}V_{cys}\frac{n}{n-1}[\varepsilon^{\frac{n-1}{n}}-1]$$

上述两项指示功之比被称为内容积比效率 η_{vi}：

$$\eta_{vi}=\frac{\frac{n}{n-1}[\varepsilon^{\frac{n-1}{n}}-1]}{\frac{n}{n-1}(V_i^{n-1}-1)+(\varepsilon-V_i^n)/V_i} \tag{1-10}$$

它是用以衡量具有固定内容积比的压缩机，在其内压力比 ε_i 不等于系统的压力比 ε 的情况下工作时，额外功耗损失的程度。图 1-5 表示了当 $n=1.15$ 时、η_{vi}在不同的内容积比值下随压力比 ε 的变化曲线。从图上不难发现，当 V_i 达到某定值时，$\varepsilon>\varepsilon_i$ 时的 η_{vi} 下降速度就不会像 $\varepsilon<\varepsilon_i$ 时那么快。实际上，压缩机在运行中工况总是或多或少地在变化着，系统的 ε 不可能总是等于 ε_i。因此，根据以上的理论分析，对于具有固定内容积比的压缩机，选用一内容积比 V_i 使其内压力的 ε_i 略低于系统运行的平均压力比是较适合的。

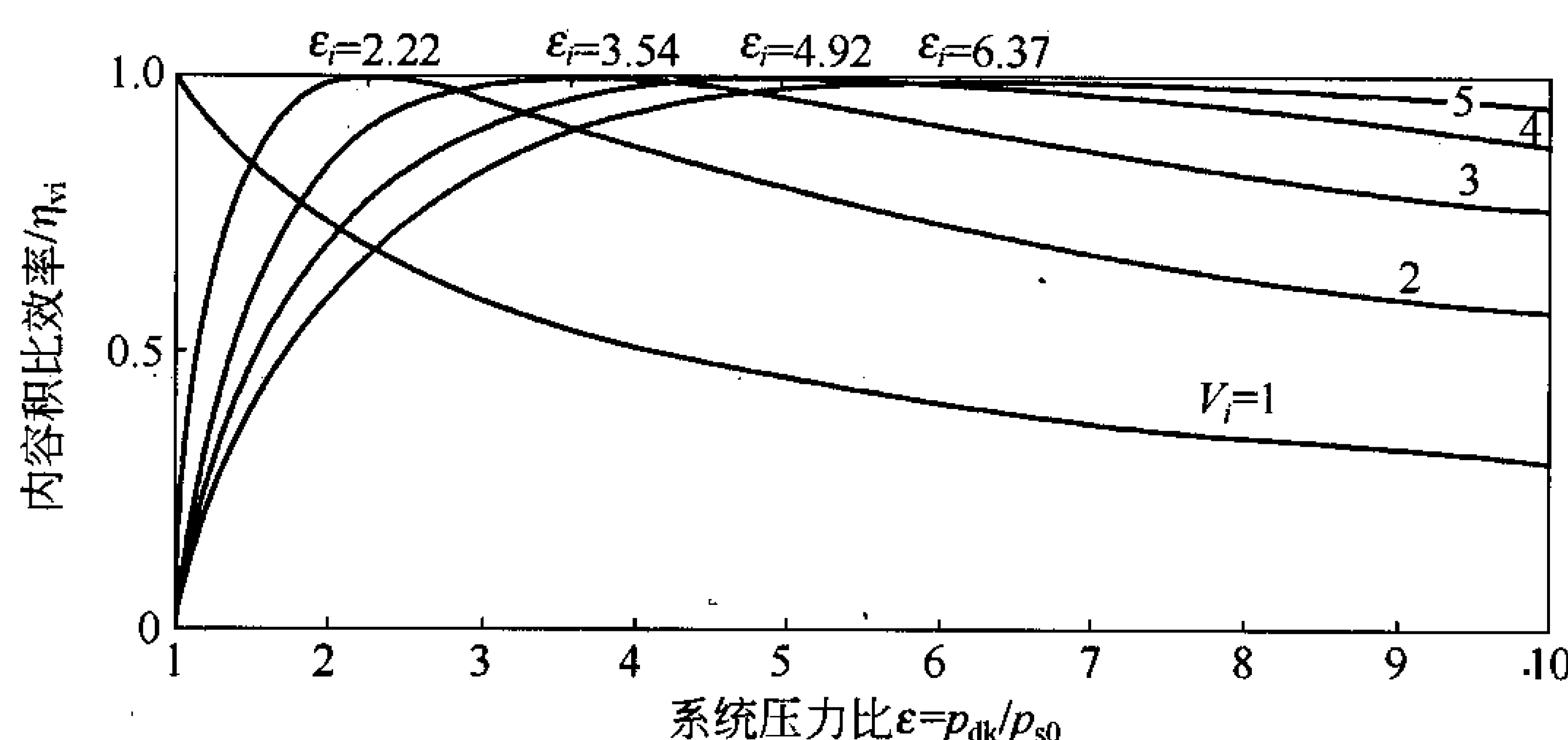


图 1-5　不同的内容积比情况下内容积比效率 η_{vi} 随系统压力比 ε 的变化

第三节　主要性能参数及其测试

一、主要性能参数

制冷压缩机的实际性能，必然与按照压缩机理论工作循环所得的理想性能存在着差距，为此常用以下主要的性能参数来表征压缩机的实际性能。

1. 输气量

理论容积输气量 q_{vt}的计算见式(1-2)。

在一定工况下，单位时间内由吸气端输送到排气端的气体容积，并按照吸气状态的容积计算，称为该工况下的压缩机实际容积输气量，用 q_{va}表示，即：

$$q_{va}=\eta_v q_{vt}/3600 \tag{1-11}$$

式中　η_v——容积效率。

单位时间内由吸气端输送到排气端的气体质量称为质量输气量，用q_{ma}表示，于是：

$$q_{ma}=\frac{q_{va}}{v_{s0}} \tag{1-12}$$

式中　v_{s0}——吸气状态下制冷剂的比容，m^3/kg。

2. 容积效率

压缩机的容积效率 η_v 是实际输气量与理论输气量的比值，它用以衡量容积型压缩机的气缸工作容积的有效利用程度。即：

$$\eta_v=\frac{q_{ma}}{q_{mt}}=\frac{q_{va}}{q_{vt}} \tag{1-13}$$

3. 制冷量与制热量

制冷压缩机是作为制冷机中一重要组成部分与系统中其他部件，如热交换器、节流装置等配合工作而获得制冷的效果。因此，它的工作能力有必要直观地用单位时间内所产生的冷量——制冷量 Q_0 来表示，单位为 kW，它是制冷压缩机的重要性能指标之一。

$$Q_0=q_{ma}q_{0m}=q_{va}q_{0v} \tag{1-14}$$

式中　q_{0m}——制冷剂在给定制冷工况下的单位质量制冷量，kJ/kg；

　　　q_{0v}——制冷剂在给定制冷工况下的单位容积制冷量，kJ/m^3。

表 1-1 列出了我国有关国家标准所规定的不同形式单级小型活塞制冷压缩机的名义工况及其工作温度。根据标准规定，吸气工质过热所吸收的热量也应包括在压缩机的制冷量内。

小型活塞制冷压缩机的名义工况　　　　**表 1-1**

压缩机形式	小型开启式和半封闭式 (GB 10871—89)			全封闭式 (GB 10079—88)		全封闭式冰箱压缩机 (GB 9098—96)
工况	高　温	中　温	低　温	高　温	低　温	冰 箱 用
制冷剂	R12，R22	R12，R22	R12，R22，R502	R12，R22	R12，R22，R502	R12
吸入压力的饱和温度(℃)	7	−7	−23	7.2	−15	−23.3
吸入温度(℃)	18	18	5	3.5	15	32.2
排气压力的饱和温度(℃)	49	43	43	54.4	30	54.4
制冷剂液体过冷度(℃)	44	38	38	46.1	25	32.2
环境温度(℃)	30±5			35±3		32.2

制热量是压缩机的制冷量和部分压缩机输入功率的当量热量之和，它是通过系统中的冷凝器排出的。这个参数对于热泵系统中的压缩机来讲是一个十分重要的性能指标，在设计制冷系统的冷凝器时也是必须知道的。

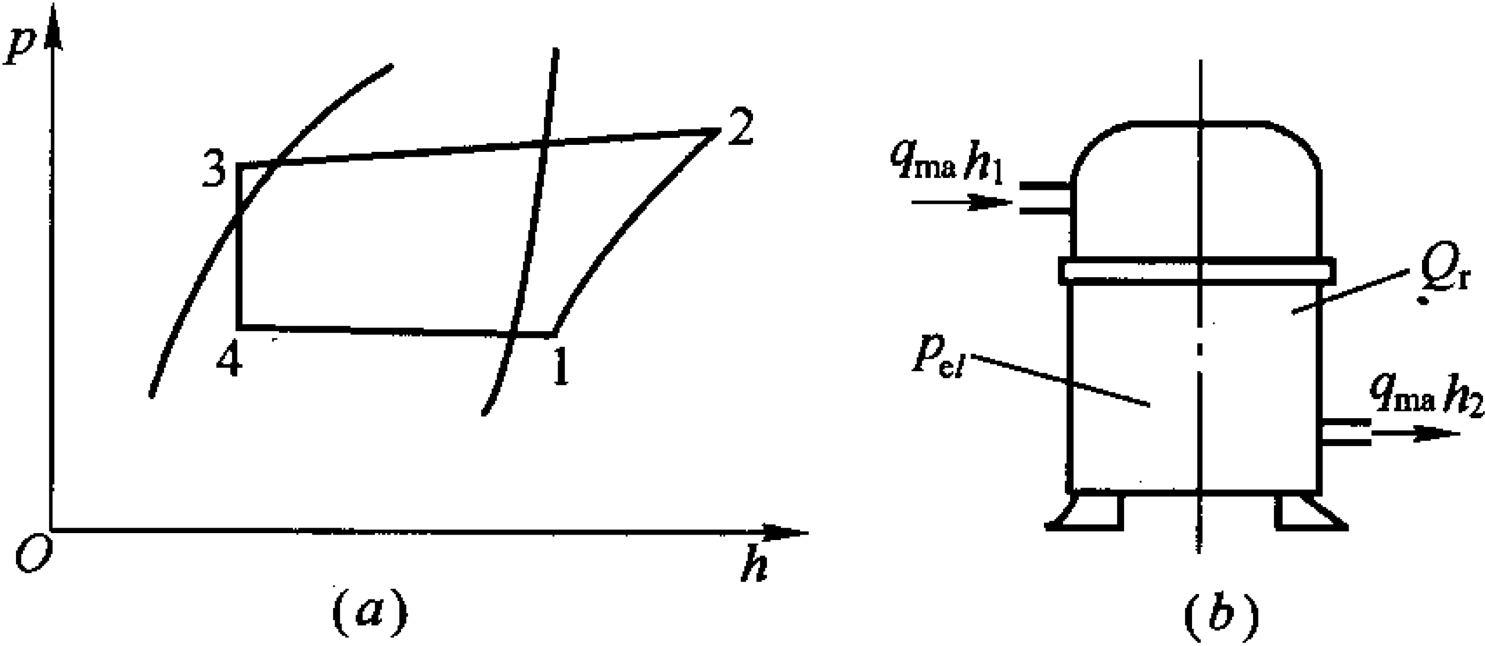


图 1-6　压缩机的排热量和能量平衡
(a)p-h 图；(b)能量平衡

从图 1-6(a)所示的实际制冷循环或热泵循环 p-h 图可见，压缩机在一定工况下的排热量 Q_h 为：

$$Q_h = q_{ma}(h_2 - h_3) = q_{ma}[(h_1 - h_4) + (h_2 - h_1)] = q_{ma}q_{0m} + q_{ma}(h_2 - h_1) = Q_0 + q_{ma}(h_2 - h_1) \tag{1-15}$$

式中 h_1——压缩机进口处的工质比焓，kJ/kg；

h_2——压缩机出口处的工质比焓，kJ/kg；

h_3——冷凝器出口处的工质比焓，kJ/kg；

h_4——蒸发器进口处的工质比焓，kJ/kg。

从图 1-6(*b*)的压缩机的能量平衡关系图上不难发现

$$q_{ma}(h_2 - h_1) = P_{el} - Q_r \tag{1-16}$$

式中 P_{el}——压缩机的输入功率，kW；

Q_r——压缩机向环境的散热量，kW。

于是可得：

$$Q_h = Q_0 + P_{el} - Q_r = Q_0 + fP_{el} \tag{1-17}$$

式中 $f = 1 - Q_r/P_{el}$。考虑到压缩机散热量的系数，对于小型机组 $f = 0.75$；大型机组 $f = 0.9$。

表 1-2 列出美国制冷协会 ARI 520—85 标准所规定的热泵用压缩机的名义工况。

热泵用压缩机的名义工况(ARI 520—85，环境温度为 35℃) **表 1-2**

	蒸发温度(℃)	冷凝温度(℃)	吸气温度(℃)	液体过冷温度(℃)
空气源(制冷)	7.2	54.4	18.3	46.1
空气源(高温制热)	−1.1	43.3	4.4	35
空气源(低温制热)	−15	35	−3.9	26.7
水源(制冷和制热)	7.2	48.9	18.3	40.6

4. *功率与效率*

(1) 指示功率和指示效率

直接用于完成气缸中工作循环所消耗的功称为指示功。单位时间内实际循环所消耗的指示功就是压缩机的指示功率 P_i，即：

$$P_i = inW_i/60 \quad (\text{kW}) \tag{1-18}$$

式中 i——气缸或工作腔的数量；

n——压缩机的名义转速，r/min；

W_i——每一气缸或工作腔的实际循环指示功，kJ。

指示效率 η_i 是指压缩 1kg 工质所需的等熵循环理论功 w_{ts}(单位为 kJ/kg)与实际循环指示功 w_i(单位为 kJ/kg)之比，用以评价压缩机气缸或工作腔内部热力过程完成的完善程度。

$$\eta_i = \frac{w_{ts}}{w_i} = \frac{q_{ma}w_{ts}}{q_{ma}w_i} = \frac{P_{ts}}{P_i} \tag{1-19}$$

式中 P_{ts}——压缩机按等熵压缩理论循环工作所需功率，kW。

(2) 轴功率、轴效率和机械效率

由原动机传到压缩机主轴上的功率称为轴功率 P_e，单位为 kW，它的一部分，即指示功率 P_i，直接用于完成压缩机的工作循环；另一部分，即摩擦功率 P_m(单位为 kW)，用

于克服压缩机中各运动部件的摩擦阻力和驱动附属的设备，如润滑用液压泵等。

$$P_e = P_i + P_m \tag{1-20}$$

轴效率 η_e 是等熵压缩理论功率与轴功率之比，用它可以评定主轴输入功率的利用完善程度，较适用于开启式压缩机。

$$\eta_e = P_{ts}/P_e \tag{1-21}$$

机械效率 η_m 是指示功率和轴功率之比，用它可以评定压缩机摩擦损耗的大小程度。

$$\eta_m = P_i/P_e \tag{1-22}$$

由式(1-19)、(1-21)和式(1-22)可得：

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \tag{1-23}$$

(3) 电功率和电效率

输入电动机的功率就是压缩机所消耗的电功率 P_{el}，单位为 kW。电效率 η_{el} 是等熵压缩理论功率与电功率之比，它用于评定利用电动机输入功率的完善程度。

$$\eta_{el} = P_{ts}/P_{el} \tag{1-24}$$

对于封闭式制冷压缩机，其电动机转子直接装在压缩机的主轴上，所以电效率对它较为适用。

$$\eta_{el} = \eta_i \eta_m \eta_{m0} \tag{1-25}$$

式中　η_{m0}——电动机的效率。

5. 性能系数与能效比

为了最终衡量制冷压缩机的动力经济性，采用性能系数 *COP*(Coefficient of performance)，它是在一定工况下制冷压缩机的制冷量与所消耗功率之比。对于开启式压缩机，其性能系数 COP_e(单位为 W/W)为：

$$COP_e = Q_0/P_e \tag{1-26}$$

对于封闭式压缩机，其性能系数为：

$$COP_{el} = Q_0/P_{el} \tag{1-27}$$

性能系数也有另一种名称，即单位输入功率制冷量，其定义相同。

对于封闭式制冷压缩机，性能系数还有另一种表达形式——能效比 *EER*(Energy Efficiency Ratio)，其单位为 W/W 或 Btu/(W·h)，使用时要注意其单位。

6. 排气温度

压缩机的排气温度 T_d 可由下式确定：

$$T_d = T_s(\varepsilon(1+\delta_0))^{(n-1)/n} \tag{1-28}$$

式中　T_s——吸气终了温度，℃；

　　n——多方压缩指数；

　　ε——压力比；

　　δ_0——吸、排气相对阻力损失。

排气温度 T_d 对于不同的工质有一定的限制，如 NH_3，R22，R502 等工质应低于 150℃，对于 R134a，R12 应低于 130℃。

由计算公式可以看出，吸气终了温度 T_s 过高、压力比过大、吸排气阻力大、多方指数大、都会使排气温度增高。

二、性能测试

1. 性能试验方法

容积式制冷压缩机性能试验方法(GB/T 5773)，是测量压缩机性能的依据。GB/T 5773对测量方法和过程都有详细的规定，压缩机性能试验包括主要试验和校核试验，二者应同时进行测量；主要试验和校核试验的试验结果之间的偏差应在±4%以内，并以主要试验的测量结果为准。

主要试验方法有：第二制冷剂量热器法；满液式制冷剂量热器法；干式制冷剂量热器法；制冷剂气体流量计法。

校核试验方法有：水冷冷凝器量热器法；制冷剂液体流量计法；压缩机排气管道量热器法。

选择主要试验方法和校核试验方法时，要求二者的测量原理不同。目前我国常用的主要试验方法为第二制冷剂量热器法和制冷剂气体流量计法，校核试验方法为水冷冷凝器量热器法和制冷剂液体流量计法。

试验时允许试验参数偏差的范围按表1-3确定。

试验参数允许偏差 表1-3

试验参数	每一个测量值与规定值间的最大允许偏差	测量值的任一个读数相对于平均值的最大允许偏差
吸气压力	±1.0%	±0.5%
排气压力	±1.0%	±0.5%
吸气温度	±3.0℃	±1.0℃
轴转速	±3.0%	±1.0%
电压	±3.0%	±1.0%
频率	±2.0%	±1.0%

量热器冷却或加热介质的进、出口温度在标定或试验时，均应不小于6℃。

2. 常用试验方法

(1) 第二制冷剂量热器法

第二制冷剂量热器法的原理图如图1-7所示，图1-7(*a*)表示系统流程，图1-7(*b*)为在

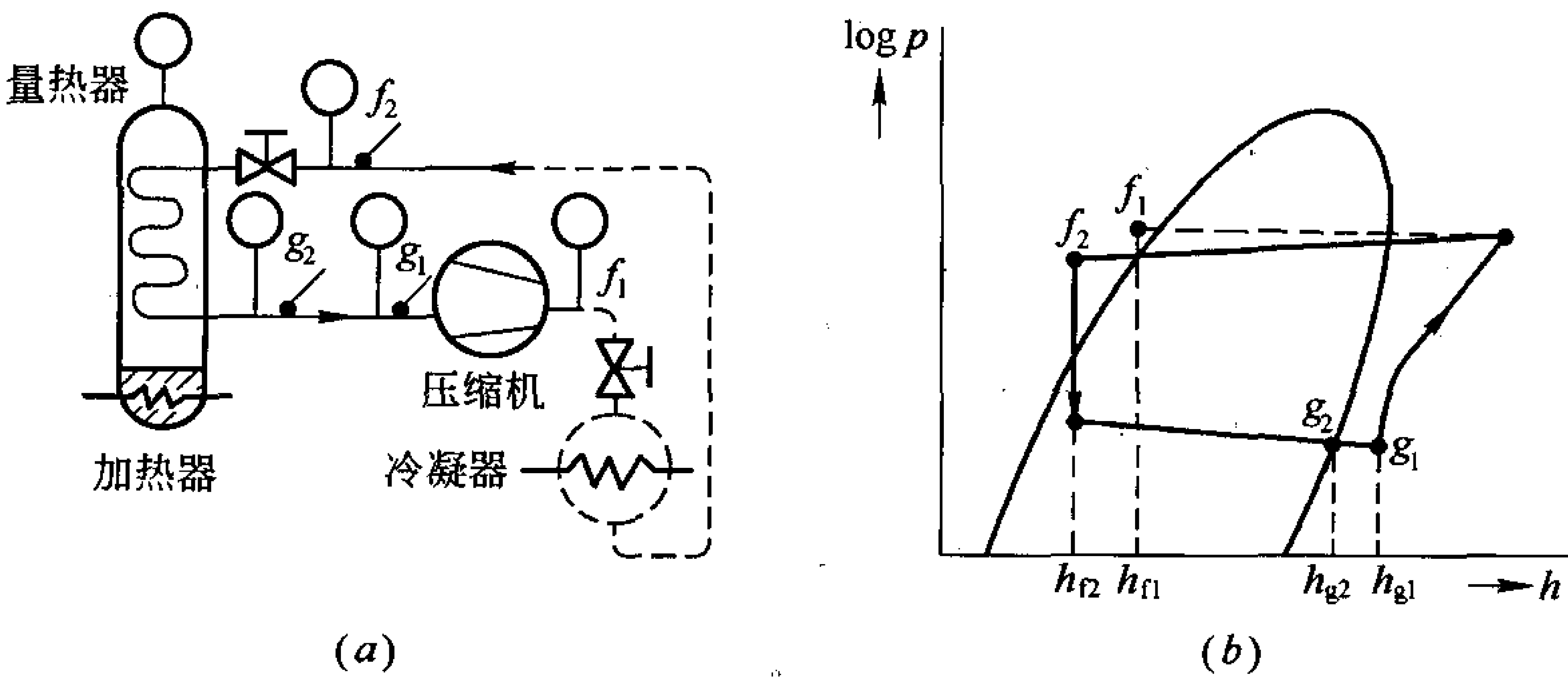


图1-7 第二制冷剂量热器法的原理图

(*a*)系统流程；(*b*)工作循环的log*p*-*h*图

$\log p$-h 图中示出的工作循环。在该系统所示的量热器内，有一组蒸发盘管作为蒸发器，蒸发器被悬在量热器的上部。量热器外壳为承压筒，内有第二制冷剂。电加热器浸沉在第二制冷剂的液体内。全性能试验时，电加热器通电，第二制冷剂液体蒸发，高温的蒸气将蒸发器内的制冷剂加热、蒸发。放出热量的第二制冷剂蒸气冷凝后流入量热器底部，再一次吸收电加热器的热量，成为高温蒸气，如此周而复始地变化，使蒸发器内的制冷剂不断蒸发。

电加热器产生的热量并不全部供给蒸发器内的制冷剂，部分热量通过量热器壳体散发至周围空气中。因此，在试验前必须先测定量热器的漏热系数，以便在正式试验时求得漏热量。

关闭量热器制冷剂进、出口截止阀后进行漏热量的标定。

调节输入第二制冷剂的电加热量，使第二制冷剂压力所对应的饱和温度(或露点温度)比环境温度高 15℃左右，并保持其压力不变。环境温度应在 43℃以下，保持其温度波动不超过±1℃。

电加热器输入功率的波动应不超过±1%，每隔 1h 测量一次第二制冷剂压力，直至连续 4 次相对应的饱和温度(或露点温度)值的波动不超过±0.5℃。

漏热系数用下式计算：

$$K_l = Q_i/(t_a - t_s) \tag{1-29}$$

式中 K_l——量热器的漏热系数，kW/℃；

Q_i——输入电加热器的电功率，kW；

t_s——第二制冷剂的饱和温度，℃；

t_a——量热器周围的平均环境温度，℃。

漏热量用下式计算：

$$Q_a = K_l(t_a - t_s) \tag{1-30}$$

式中 Q_a——量热器的漏热量，kW。

试验时，通过调节膨胀阀使压缩机的吸入压力达到规定的数值，通过调节节流阀以达到规定的压缩机排气压力。按照这两个压力，确定运行特性曲线上的蒸发温度和冷凝温度，如图 1-7(b)的虚线所示。

试验时按实测数据求得的制冷剂质量流量为：

$$q_{ma} = \frac{Q_i + K_l(t_a - t_s)}{h_{g2} - h_{f2}} \tag{1-31}$$

式中 Q_i——量热器的输入热量，kW；

h_{g2}——量热器出口处制冷剂蒸气的比焓，kJ/kg；

h_{f2}——膨胀阀进口处制冷剂液体的比焓，kJ/kg。

在规定工况下，压缩机的制冷量为：

$$Q_{0a} = q_{ma}(h_{g1} - h_{f1})\frac{v_{ga}}{v_{g1}} \tag{1-32}$$

式中 Q_{0a}——在规定工况下压缩机的制冷量，单位为 kW；

h_{g1}——在规定工况下进入压缩机的制冷剂蒸气的比焓，单位为 kJ/kg；

h_{f1}——在规定工况下冷凝器出口处制冷剂液体的比焓，单位为 kJ/kg；

v_{ga}——进入压缩机的制冷剂蒸气的实际比容，单位为 m^3/kg；

v_{g1}——在规定工况下进入压缩机的制冷剂的比容，单位为 m^3/kg。

(2) 制冷剂气体流量计法

制冷剂气体流量计是一个喷嘴或孔板式流量测量节流装置或质量流量计，由其测量气体制冷剂体积流量或质量流量。流量计安装在压缩机吸气侧(方法 D1)或排气侧(方法 D2)的管道上，见图 1-8(*a*)和图 1-8(*b*)。流量计应安装在一个封闭系统中，该系统由被测压缩机、以排气压力降为吸气压力的调节阀和气体过热度调节装置(图 1-8(*c*))组成封闭系统。

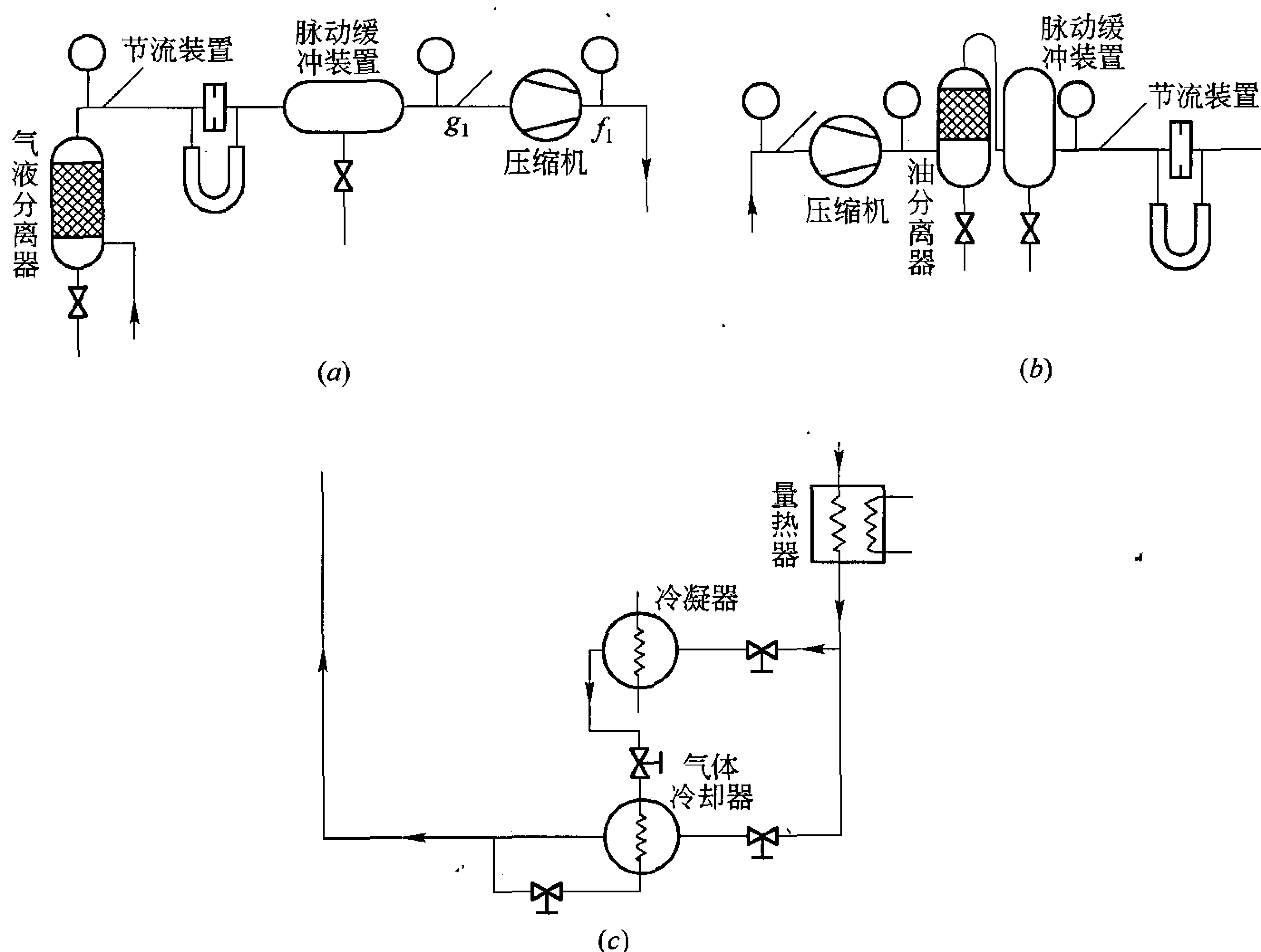


图 1-8　制冷剂气体流量计法的原理图

(*a*)吸气管流量计法(方法 D1)；(*b*)排气管流量计法(方法 D2)；(*c*)除节流装置外的测量系统

流量计若装设在压缩机吸气管道上，则制冷剂气体应过热均匀并且完全不带液滴地全部流经流量计。为减少和消除制冷剂气体流量的脉动，在相应管道上应装设脉动缓冲器(图 1-8)。为减少流量计的测量误差，应设置有效的油分离装置，使流经流量计的制冷剂气体中含油量不超 1.5%(以质量计)。

试验时，压缩机的吸气压力由制冷剂气体调节阀调节或者由膨胀阀调节，压缩机的排气压力通过改变冷凝器冷却水量或冷却水温度进行调节，也可由排气管道中压力控制阀调节。压缩机的吸气温度由液体膨胀阀来调节或由蒸发器加热介质调节。

由试验测得的制冷剂流量由式(1-33)计算或直接测出。

$$q_{ma}=1.11072\alpha\cdot\varepsilon_1\cdot d^2\sqrt{\Delta p\cdot\rho} \tag{1-33}$$

式中　α——工作状态下的流量系数；

ε_1——流体通过流量节流装置时的可膨胀性系数；

d——流量节流装置的孔径，m；

Δp——流量节流装置前后的压差，Pa；

ρ——与测量流量时相对应的压力和温度下制冷剂的密度，kg/m³。

规定工况实测制冷量由式(1-32)计算。

(3) 制冷剂液体流量计法

制冷剂液体流量计法的工作原理如图 1-9 所示。制冷剂液体流量计为测定制冷循环中的制冷剂液体流量，可使用积算式或指示式流量计，制冷剂流量以容积或质量为单位，流量计安装在过冷器与膨胀阀之间的液体管道上，为了保证流量计在所有情况下都精确测量，还应配置如下设备：

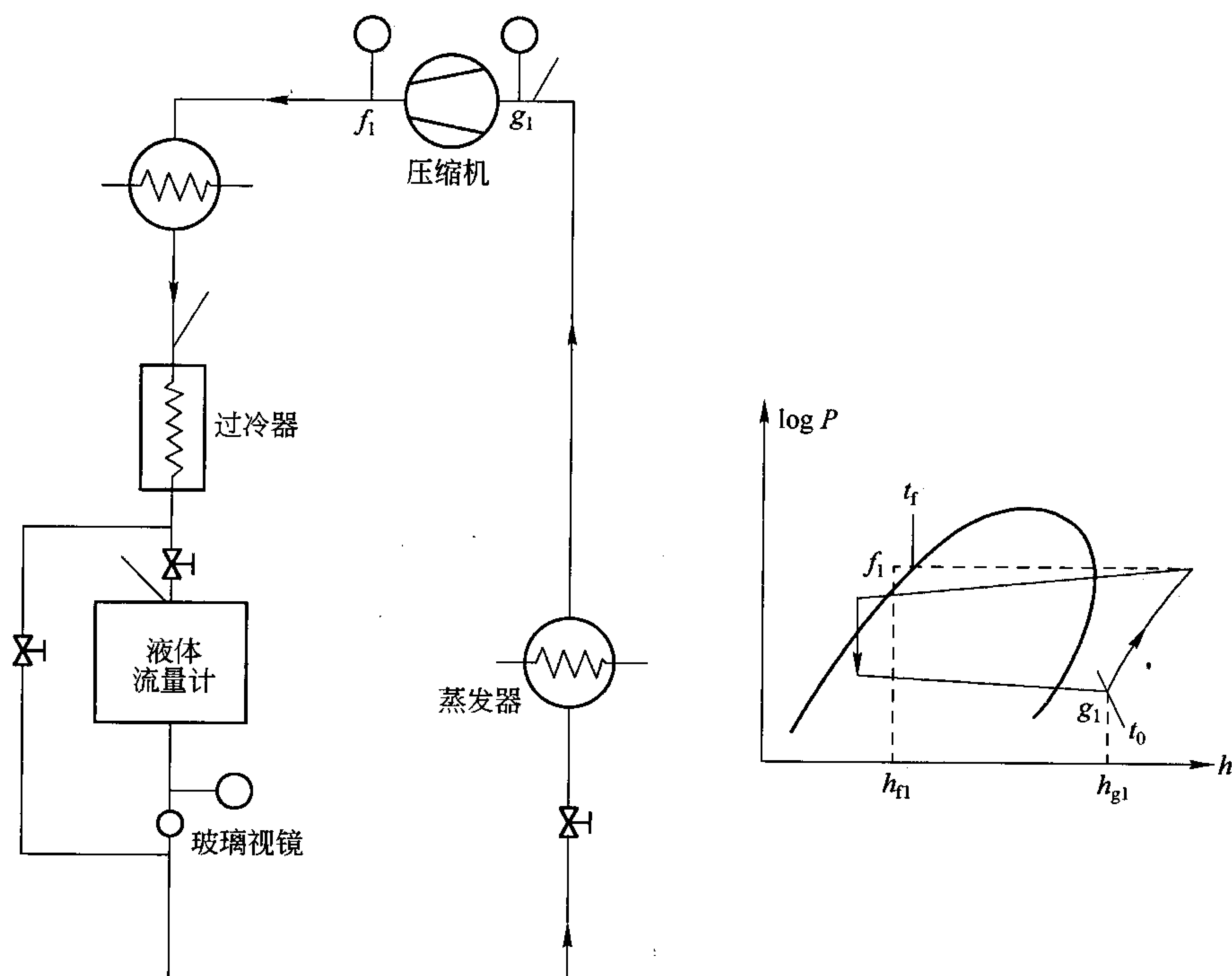


图 1-9　制冷剂液体流量计法的原理图

1) 为防止制冷剂在流量计中气化，在其前面安装一个制冷剂过冷器。在此，制冷剂由冷却水过冷。为观察制冷剂液体中是否含有气泡，在紧接流量计后面安装一个玻璃视镜。

2) 流量计还应配备一旁通管道，其中旁通管道上的截止阀和管路的阻力应和流量计的阻力大致相等，除了测量流量的时间以外，旁通管道应是畅通的。

将温度测量点配置在过冷器和流量计的制冷剂液体进口处，以测量制冷剂液体温度，压力表安装在流量计的出口处。

流量计应定期校正，校正液体的黏度为使用制冷剂黏度的 0.5～2 倍。校正时的流量用流量计刻度范围内的最小、中间、最大刻度等至少进行三点。

试验时，打开旁通管道上的截止阀使系统运转，达到工况规定值后关闭截止阀，使制冷剂液体通过流量计。进入流量计的制冷剂温度应至少比流量计出口压力对应的饱和温度

(或泡点温度)过冷 3℃，并按 GB 5773 附录 A 规定的方法进行制冷剂液体中含油量的测定。

考虑含油量的影响，则规定工况下的实测制冷量为：

$$Q_{0a}=\frac{q_v\cdot\rho}{1-X(1-v_0\rho)}[(1-X)(h_{g1}-h_{f1})-C_0X(t_f-t_g)]\cdot\frac{v_{ga}}{v_{g1}} \tag{1-34}$$

式中　q_v——制冷剂—油混合液的体积流量，m^3/s；

X——制冷剂—油混合物中含油率；

v_0——油的比容，m^3/kg；

C_0——油的比热容，kJ/(kg·K)；

t_f——对应于压缩机排气压力的饱和温度或露点温度，℃；

t_g——压缩机吸气温度，℃。

(4) 水冷冷凝器量热器法

水冷冷凝器量热器法的原理图如图 1-10 所示，图 1-10(*a*)表示系统流程，图 1-10(*b*)为在 log*p*-*h* 图中示出的工作循环。水冷冷凝器是组成被测压缩机测验系统设备之一，按照图 1-10(*a*)设置测量温度、压力和冷却水流量的仪表而作为量热器。

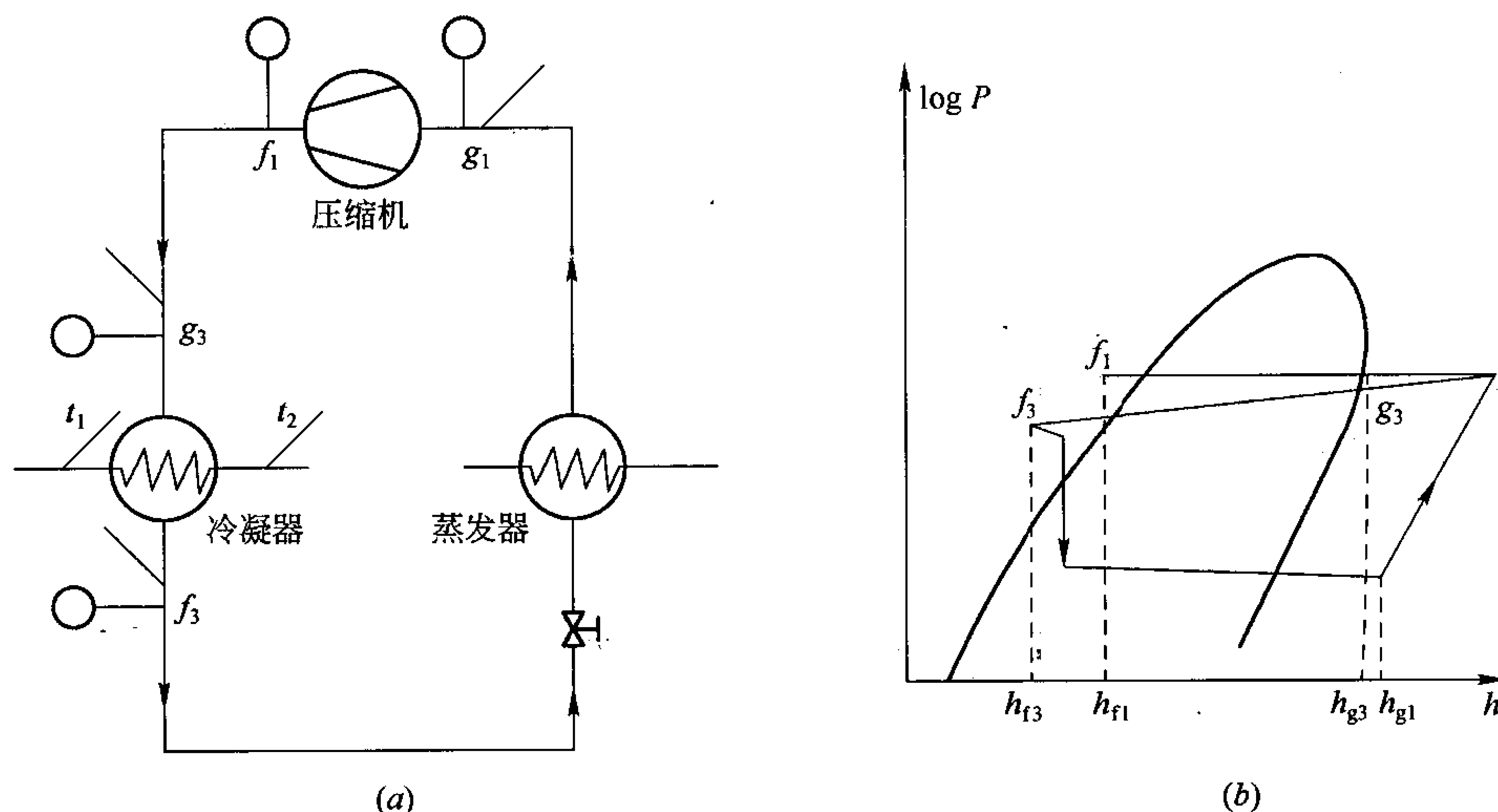


图 1-10　水冷冷凝器量热器法的原理图

(*a*)系统流程；(*b*)工作循环的 log*p*-*h* 图

作为量热器的冷凝器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 5%。漏热量标定时，首先用截止阀将冷凝器与试验系统隔绝，然后将冷凝器中充入一定量的制冷剂液体，在冷却水回路中输入加热水并维持制冷剂温度比环境温度高 15℃以上，且接近于试验时的制冷剂饱和温度(或露点温度)；也可采用电加热制冷剂液体的方法。环境温度应在 43℃以下并保持温度波动不超过±1℃。建立热平衡后，每小时测量一次，直至连续 4 次制冷剂温度波动不超过±0.5℃。漏热系数的计算公式见式(1-29)。

冷凝器压力通过改变冷却水量或温度进行调节，试验测得的制冷剂流量为：

$$q_{ma}=\frac{C(t_1-t_2)q_{mc}+kl(t_r-t_a)}{h_{g3}-h_{f3}} \tag{1-35}$$

式中 C——冷却水比热容，J/(kg·K)；

t_1——冷却水进口温度，℃；

t_2——冷却水出口温度，℃；

q_{mc}——冷却水质量流量 kg/s；

h_{g3}——进入冷凝器制冷剂蒸气比焓，J/kg；

h_{f3}——离开冷凝器制冷剂液体比焓，J/kg。

压缩机在规定工况下的实测制冷量按照式(1-32)计算。

3. 输入功率计算

输入功率视需要测定其输入电功率或输入轴功率。前者针对半封闭式压缩机和全封闭式压缩机，后者针对开启式压缩机。因每次试验时进入压缩机的蒸气状态都是通过充分调试的，与规定的吸入状态十分接近(不超过规定的偏差范围)，故两种吸入状态的差别所造成的输入功率的偏差可以忽略，实测得到的输入功率即为该规定工况下的输入功率。

(1) 电动机输入功率

电动机输入功率应在电动机入线端处测量，电动机输入功率计算为：

$$P_a = \Sigma P_i \tag{1-36}$$

式中 P_i——功率表分别测得的功率，kW。

(2) 压缩机轴功率

采用转矩转速仪时，直接测定压缩机轴输入扭矩和转速。于是，压缩机轴功率为：

$$P_z = \frac{N \cdot n_a}{99330} \tag{1-37}$$

式中 N——压缩机轴扭矩，N·m；

n_a——压缩机的实测转速，r/s。

采用天平式测功仪时，压缩机轴功率为：

$$P_z = \frac{G \cdot l \cdot n_a}{974000} \tag{1-38}$$

式中 G——放在测功电动机定子外壳固定杆上，用以平衡压缩机制动力矩的砝码质量，kg；

l——砝码至测功电动机中心距离，m。

采用标准电动机时，根据测得的输入电流、电压、输入功率查电动机实测效率曲线，求得压缩机轴功率。

若有齿轮或皮带传动时，则由上述方法测得的功率乘以规定的传动效率。每级精密齿轮的传动效率为 0.985，三角皮带的传动效率为 0.965。

(3) 输入功率

输入功率应是上述电动机输入功率或压缩机轴功率经过修正后再加上为维持压缩机运转所需的辅助功率。

上述功率应按式(1-39)对开启式或封闭式压缩机分别进行修正，得出输入功率。

$$P = P_z \cdot \frac{n}{n_a} \cdot \frac{v_{ga}}{v_{g1}} \text{或} P = P_a \cdot \frac{f}{f_a} \cdot \frac{v_{ga}}{v_{g1}} \tag{1-39}$$

若平均吸气温度与规定值偏差小于±1.0℃，或平均轴转速或平均频率与规定值间偏差小于±1%时，则该项可不进行修正(包括下述 Q_0、η_v、η_i等)。

4. 主要性能参数的计算

根据实测制冷量再经转速修正或频率修正，即为压缩机制冷量：

$$Q_0 = Q_{0a}\frac{n}{n_a} \text{或} Q_0 = Q_{0a}\frac{f}{f_a} \tag{1-40}$$

于是，制冷系数为：

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{P} \tag{1-41}$$

容积效率为：

$$\eta_v = \frac{q_{ma}v_{ga}}{v_{sw}}\frac{f}{f_a} \text{或} \eta_v = \frac{q_{ma}v_{ga}}{v_{sw}}\frac{n}{n_a} \tag{1-42}$$

等熵效率为：

$$\eta_i = \frac{q_{ma}(h_{gt}-h_{gs})}{P}\frac{f}{f_a} \text{或} \eta_i = \frac{q_{ma}(h_{gt}-h_{gs})}{P}\frac{n}{n_a} \tag{1-43}$$

Y 方法与 X 方法试验之间的偏差为：

$$\Delta = \frac{2(Q_{0X}-Q_{0Y})}{Q_{0X}+Q_{0Y}} \times 100\% = \frac{2(q_{mX}-q_{mY})}{q_{mX}+q_{mY}} \times 100\% \tag{1-44}$$

5. 运行特性曲线的测定

制冷压缩机的运行特性曲线是通过性能试验直接测定的。试验时测定不同的冷凝温度(不少于三个冷凝温度)及不同的蒸发温度(不少于五个蒸发温度)下的制冷量、输入功率等。试验方法采用 GB/T 5773 规定的方法。

第四节　制冷剂与压缩机

制冷剂是制冷机中的工作流体，是制冷系统中实现制冷循环的工作介质，也称为制冷工质，或简称工质。蒸汽压缩式制冷机中的制冷剂从低温热源中吸取热量，在低温下气化，再在高温下凝结，向高温热源排放热量。可见，只有在工作温度范围内能够气化和凝结的物质才有可能作为制冷剂使用。

一、制冷剂的分类

根据制冷剂的分子结构可将制冷剂分为无机化合物和有机化合物。根据制冷剂的组成可分为单一制冷剂和混合制冷剂。根据制冷剂的物理性质可将制冷剂分为高温(低压)、中温(中压)、低温(高压)制冷剂，它们的标准沸点范围大致为 0℃以上、－60～0℃、－60℃以下，在环境温度为 30℃时的冷凝压力范围约为 3bar 以下、3～20bar、20bar 以上。

1. 制冷剂的表示方法

目前有两种表示工质的代号：

(1) 技术性前缀符：习惯在制冷剂的编号前应加字母 R 或 Refrigerant(如果不只一种用 Refrigtrants)或厂家商标或商品名，例如 R12、R-12、Refrigerant12、〈商品名〉12、〈商品名〉R12、R-500、R-22/152a/114(36/26/40)以及 R717 等。

(2) 指明组成的前缀符：制冷剂编号前加 C 表示有碳，加 B、C、F、H 或它们的组

合以说明含有溴、氯、氟、氢元素。例如：CFC-11、CFC-12、BCFC-12B1、HCFC-22、HC-50、CFC-114、HCFC-124、HFC-125、HFC-134a、HCFC-141b、HCFC-142b、HFC-143a、HFC-152a、HC-170 以及 FC-C318 等。

对有编号的混合物(无论共沸、近共沸还是非共沸混合物)可以把其组分的标明组成的前缀符连起来加以识别(例如 CFC/HFC-500)，对没有编号的混合物可以用每种组分的标明组成的前缀符加以识别(如 HCFC-22/HFC-152a/CFC-114[36/24/40])。

2. 制冷剂的编号

对于无机化合物，简写符号规定为 R7( )( )，括号中填入的数字是该无机物分子量的整数部分。例如，氨的分子量为 17，其编号为 R717；二氧化碳和水的编号则分别为 R744 和 R718。

有机化合物的情况稍复杂些。对于烷烃类及其卤代物，若分子式可写为 $C_mH_nF_xCl_yBr_z$，且满足 $n+x+y+z=2m+2$；则简写符号规定为 $R(m-1)(n+1)(x)B(z)$，其中 B 表示溴原子，括号中的数值为零时该项可省略，如 CF_2Cl_2 为 R12。同分异构体则随同分异构变得愈来愈不对称，在其最后加小写英文字母 a、b、c 等以示区别；如 CH_2FCH_2F，编号为 R152，它的同分异构体分子式为 CHF_2CH_3，编号为 R152a。不过要注意正丁烷和异丁烷是个例外。对于环烷烃、链烯烃及它们的卤代物，简写符号规定如下：环烷烃及其卤代物用字母“RC”开头，链烯烃及其卤代物用字母“R1”开头，其后的数字排写规则与烷烃及其卤代物符号表示中的数字排写规则相同；如 C_4F_8 为 RC318，C_2H_4 为 R1150。

对于混合工质，非共沸混合工质的简写符号为 R4( )( )，括号中的数字为该工质命名的先后顺序号，从 00 开始。若构成非共沸工质的纯物质种类相同，但成分含量不同，则分别在最后加上大写英文字母以示区别；如 R407C—R32/125/134a(23.0/25.0/52.0)；共沸混合工质用简写符号 R5( )( )表示，括号中的数值为该工质命名的先后顺序号，从 00 开始，如 R500—R12/R152a(73.8/26.2)。此外，有机氧化物、脂肪族胺用 R6 开头，其后数字任选。

为简单判别制冷剂对臭氧层的破坏能力，分别将氯氟烃类物质、氢氯氟烃类物质、氢氟烃物质、碳氢化合物代号中的 R 用字母 CFC、HCFC、HFC 和 HC 代替，数字编号不变。

二、制冷剂的选择

作为制冷剂使用的物质，我们希望它具有良好的制冷性能、实用可靠、来源广、价格便宜，另外就是对环境友好。

1. 热工性能

首先是热力学性质，制冷剂应具备如下一些要求：

(1) 临界温度高，使蒸气压缩制冷循环接近逆卡诺循环，制冷剂对环境的空气或水放热即可实现冷凝，同时循环的热力学完善度大。

(2) 在工作温度内有适宜的饱和蒸气压力，一般要求蒸发压力大于大气压力，冷凝压力小于 2MPa，以提高设备的可靠性。压缩比尽可能小些，以提高压缩机的效率，如活塞式压缩机的压缩比小于 10。

(3) 绝热指数小，以减小压缩机功耗并降低压缩机排气温度。

(4) 汽化潜热大，具有大的冷冻能力；凝固点低，避免制冷剂在制冷系统中凝固。

(5) 对于容积式压缩机，制冷剂的单位容积制冷量要尽量大些，以减小压缩机尺寸；而对离心式压缩机而言，则希望制冷剂的分子量大些，以提高单级压缩比。

热工性质的另一个重要方面是传热和流动性能。作为制冷剂的物质应具备高的导热系数和相变传热系数，以提高换热设备的性能；再有就是黏度要低，以减少制冷剂在制冷系统中的流动阻力。

2. 环境因素

与制冷剂使用相关的全球性环境问题是臭氧层破坏和全球变暖，针对这两个问题的评价指标分别为臭氧破坏势 *ODP*(Ozone Depletion Potential)和全球变暖势 *GWP*(Global Warming Potential)。在选择制冷剂时，希望所选物质的 *ODP* 和 *GWP* 值尽可能小。为了更全面地反映制冷剂对全球变暖所造成的综合影响，人们进一步提出了变暖影响总当量 *TEWI*(Total Equivalent Warming Impact)指标，该指标考虑了制冷剂对全球变暖的直接效应以及制冷机消耗能源而排放的 CO_2 对全球变暖的间接效应。此外，在 *TEWI* 的基础上补充制冷机和制冷剂生产及报废过程中产生的能耗引起的温室效应，又提出了 *LCCP* (Life Cycle Climate Performance)指标。由此来看，分析制冷空调设备的环境影响，制冷剂仅仅是问题的一部分，应更着重于 *LCCP*。

3. 材料相容性

制冷剂应性质稳定，在压缩机排气温度达到 160～180℃时也不易分解；也不应腐蚀或侵蚀与其接触的金属和非金属材料。

在封闭式压缩机中，电机的线圈与制冷剂直接接触，要求制冷剂应具有良好的电绝缘性能，一些制冷剂在 1atm、25℃时的电气特性如表 1-4 所示。制冷剂和线圈的绝缘层会相互影响，制冷剂会从绝缘层中析出聚合物，或者是绝缘层吸收制冷剂。当聚合物被析出时，绝缘层会变脆、分层、或产生其他方面的退化，这些变化将导致电机失效。析出的聚合物会沉积在制冷系统的其他地方，使制冷剂变黏或引起阻塞。如果制冷剂被绝缘层吸收，绝缘层的介电强度和物理性能会下降。当线圈变热时，制冷剂的快速释放会使绝缘层起泡而导致线圈过早失效。磁性线圈的绝缘层通常是一种热烤珐琅，与和空气接触不一样，珐琅和制冷剂接触时绝缘性能会下降。可见，在选择制冷剂时应认真考虑电机的绝缘，在更换制冷剂时也要注意原设计中所用绝缘材料和新制冷剂的相容性。

部分制冷剂的电气特性 **表 1-4**

制 冷 剂	击穿电压(kV)	介 电 常 数	交流电阻率(MΩ・cm)
R12	13.7	2.04	0.51×10^6
R22	7.2	6.35	157
R134a	6.2	9.24	108.9
R404A	5.5	7.58	84.5
R407C	5.3	8.74	74.2
R410A	4.8	7.78	39.2
R507A	5.4	6.97	55.7

卤代烃类制冷剂是一种很好的有机溶剂，很容易溶解天然橡胶和树脂，使高分子材料变软、膨胀或起泡。所以，在选择制冷机的密封材料和电气绝缘材料时，不使用天然橡胶、树脂化合物，而要用耐卤代烃腐蚀的氯丁烯、氯丁橡胶、尼龙、塑料等材料。要注意的是，部分氯丁橡胶在 HFC 类制冷剂中会收缩，而丁腈橡胶和 R123 接触时会膨胀。一般而言，制冷剂对塑料的影响随着制冷剂分子中氟原子的减少而减弱。

氨对钢铁无腐蚀作用，对铜、铝或铜合金有轻微的腐蚀作用。但如果氨中含水，则对铜及铜合金(磷青铜除外)有强烈的腐蚀作用。卤代烃制冷剂几乎对所有的金属无腐蚀作用，只对镁和含镁超过 2%的铝合金有腐蚀性。卤代烃类制冷剂在含水情况下会水解成酸性物质，对金属有腐蚀作用。故含水的制冷剂和润滑油的混合物能够溶解铜，当制冷剂在制冷系统中与铜或铜合金接触时，铜便溶解在混合物中，然后沉积在温度较高的钢铁部件上，形成一层铜膜，造成“镀铜”现象。“镀铜”在压缩机曲轴的轴承表面，吸、排气阀等光洁表面特别明显，它会影响压缩机运动部件的配合间隙，以及吸、排气阀的密封，严重时使压缩机无法正常工作。

多数制冷剂难溶于水，若有少量水游离于制冷剂中，当蒸发温度低于 0℃时，便会在节流装置处冰冻，形成“冰堵”。此外，“冰堵”和“镀铜”的形成与制冷润滑油也有关系，制冷剂与润滑油的相容性是很重要的一个问题，这部分内容请见压缩机润滑油章节。

4. 安全性

制冷剂的安全性指毒性和可燃性。国际组织和一些国家的学术性团体和政府部门对制冷剂的安全等级和分类，均以标准的形式做出了详细的规定，如国际标准化组织(ISO)的 ISO 5149《用于制冷和供热的机械式制冷系统的安全要求》、欧洲标准委员会(EN)的 EN 378—1《制冷和热泵系统——安全和环境要求》、美国供暖制冷空调工程师学会(ASHRAE)的 ANSI/ASHRAE 34《制冷剂的编号标志和安全分类》、中国的国家标准 GB/T 7778—2001《制冷剂编号方法和安全性分类》等。但由于各组织的服务目的和宗旨不尽相同，对制冷剂的安全分类也不完全相同，而且为了能更好地对制冷剂进行分类和应用，各组织关于制冷剂安全分类的标准也在不断地完善和补充。

目前，广泛采用 ANSI/ASHRAE 34《制冷剂的编号标志和安全分类》(ISO 和我国的标准也采用类似的分类方法)。它将制冷剂的毒性分为 A、B 两个等级，A 代表无毒性、B 代表有毒性；可燃性则分为 1、2、3 三个等级，分别表示不可燃、低可燃性和高可燃性。该标准规定安全分类应由字母和数字两个特征符组成，如 A1、B3 等，这样就把制冷剂划分为六个独立的安全等级。

5. 混合工质的考虑

为了发挥不同纯工质的优点，根据优势互补的原则，提出了混合工质(共沸工质和非共沸工质)。共沸工质(Azeotropic Mixture Refrigerants)是由两种或两种以上不同的制冷剂，按一定比例相互溶解而成的制冷剂。它与单组分制冷剂一样，在一定压力下蒸发时能保持恒定的蒸发温度，且液相与气相始终具有相同的组分。非共沸工质(Zeotropic Mixture Refrigerants)是由两种或两种以上不同的制冷剂，按一定比例相互溶解而成的制冷剂。在饱和状态下，气液两相的组成组分不同，低沸点组分在气相中的成分总是高于液相中的成分。非共沸混合物没有共沸点，在定压下蒸发或凝结时，气相和液相成分不同，温度也在不断变化。共沸和非共沸工质的性质见图 1-11。在一定压力下，浓度比例一定的

混合物达到饱和液状态时的温度称为泡点，成为饱和蒸汽状态时的温度则称为露点，泡点温度和露点温度之差称为温度滑移(Temperature Glide)。若泡、露点温差小于3℃，则这种混合工质也称为近共沸混合制冷剂。

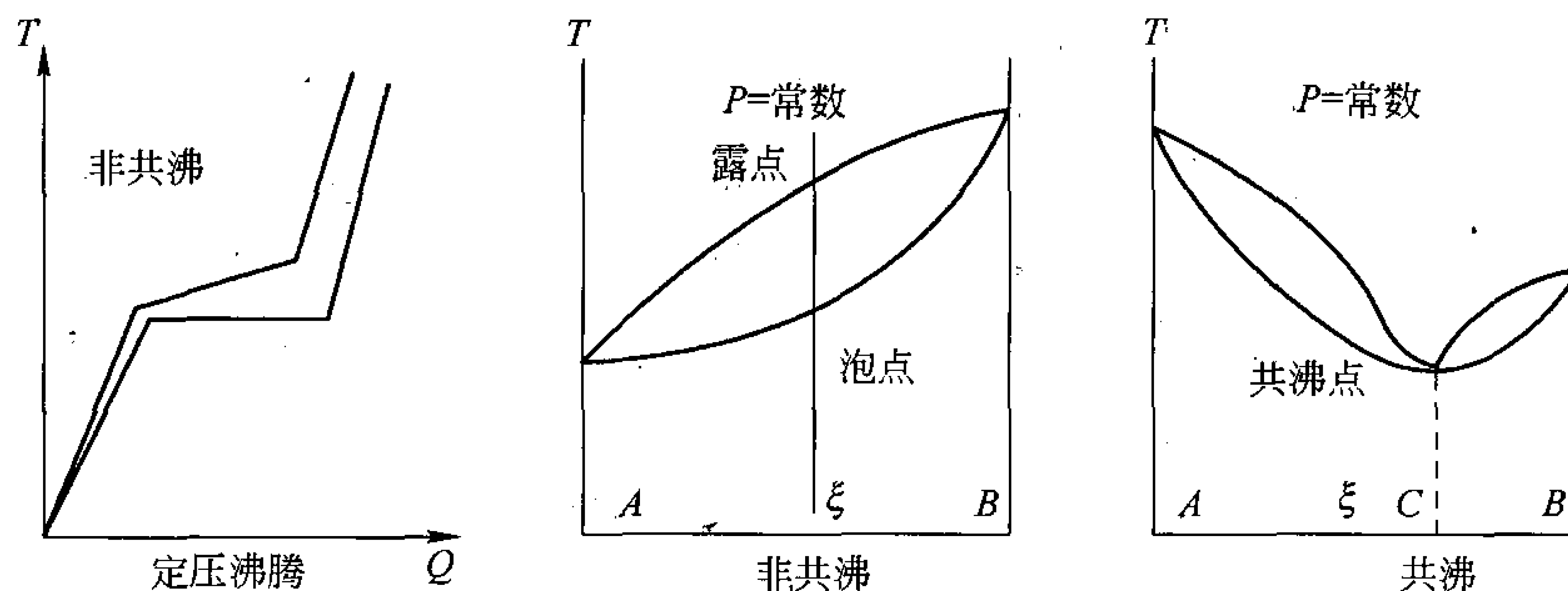


图1-11 共沸与非共沸混合工质的性质

共沸制冷剂有如下一些特点：在一定压力下蒸发时有一定的蒸发温度，且比单组分低；在一定的蒸发温度下，单位容积制冷量比单一工质容积制冷量大；可使压缩机排气温度降低；化学稳定性比单工质好；可使全封闭式压缩机电机绕组的温升较小；一定情况下可增大 *COP*；泄漏时组分不变。

非共沸制冷剂的特点是：在一定压力下蒸发或冷凝时温度变化的特性可适用变温热源，在实际应用中可实现洛伦兹循环，对节能具有重要意义；可降低循环压比，使单级压缩获得更低的温度；较少量的高沸点组分与较多量的低沸点组分混合，与低沸点工质相比，可提高 *COP*，但制冷量会减小，反之可增加制冷量而减小 *COP*；泄漏时组分发生变化。

温度滑移对换热设备是有影响的。干式蒸发器比满液式蒸发器更适应非共沸工质的温度滑移，但整个制冷系统的效率会比较低。在干式蒸发器中，非共沸工质在管内分馏，沸点低的组分先蒸发，接着是其他组分。干式蒸发器所具有的大过热度将确保所有制冷剂组分蒸发变成气体，使制冷剂各组分的比例保持不变。在满液式蒸发器中，所有换热管浸泡在壳程中的制冷剂液体里，管内冷冻水的热量使制冷剂蒸发，压缩机吸气口抽出壳体上部排出的制冷剂气体。那么对非共沸工质而言，低沸点组分将先蒸发并被压缩机吸走，从而使制冷剂各组分的比例无法维持。

三、常用制冷剂的性质

一些常见制冷剂的性质归纳于表1-5。对于几种当前常用的制冷剂，下文进行较详细的介绍。

1. R22

R22为HCFC类制冷剂，它无色、无味、不燃、不爆、毒性小、对金属无腐蚀作用，使用安全。R22在常温下的冷凝压力和单位容积制冷量与氨差不多，该制冷剂的传热特性比氨差，但比R134a强。与水的互溶性差，在1atm、30℃时为0.1g/L，含水超标时会发生“冰堵”和“镀铜”现象。由于R22是极性分子，对橡胶的膨润作用很强，系统密封件需改用耐氟材料，如氯乙醇橡胶或聚四氟乙烯。全封闭式压缩机电机绕组用QF改性缩

醛漆包线(E 级绝缘)、QZY 聚脂胺漆包线。另外，R22 与润滑油有限溶解，且比油重，需有专门的回油措施。干式蒸发器应“上进下出”，上升回气立管应有带油能力。

2. R134a

R134a 是作为 R12 的替代物提出的，它的许多特性与 R12 很接近。一般情况下，R134a 的压力比略高于 R12，但其排气温度比 R12 低，后者对压缩机工作更有利。两者的黏性相差不大。R134a 的迁移性质比 R12 好，其液体和气体的导热系数明显高于 R12。在蒸发器和冷凝器中，R134a 的传热系数比 R12 分别高 35%～40%和 25%～35%。

R134a 是低毒不燃制冷剂，它与矿物油不相溶，但能完全溶解于多元醇酯(POE)类合成油。R134a 的化学稳定性很好，但吸水性强，只要有少量水分存在，在润滑油等的一起作用下，将会产生酸、CO 或 CO_2，对金属产生腐蚀作用，或产生“镀铜”现象。因此 R134a 对系统的干燥和清洁性要求更高，且必须采用与 R134a 相容的干燥剂，如 XH-7 或 XH-9 型分子筛。R134a 对钢、铁、铜、铝等金属均不起化学反应，仅对锌有轻微作用。R134a 对塑料无显著影响，除了对聚苯乙烯稍有影响外，其他的大多可用。与塑料相比，合成橡胶受 R134a 的影响略大，特别是氟橡胶。由于 R134a 分子中不存在氯原子，故不能用传统电子检漏仪检漏，而应用专门适合于 R134a 的仪器。

一些常用制冷剂的性质　　表 1-5

制冷剂		物理性质				安全性	环境性能	
编号	分子式/混合物组分	分子量 (g/mol)	*NBP* (℃)	T_c (℃)	P_c (MPa)	根据 ASHRAE 34	*ODP*	*GWP* (100 年)
11	CCl_3F	137.37	23.7	198.0	4.41	A1	1.000	4750
12	CCl_2F_2	120.91	−29.8	112.0	4.14	A1	1.000	10890
22	$CHCl_2F$	86.47	−40.8	96.1	4.99	A1	0.050	1810
123	$CHCl_2CF_3$	152.93	27.8	183.7	3.66	B1	0.020	77
134a	CH_2FCF_3	102.03	−26.1	101.1	4.06	A1	0	1430
245fa	$CHF_2CH_2CF_3$	134.05	15.1	154.0	3.65	B1	0	1030
290	$CH_3CH_2CH_3$	44.1	−42.1	96.7	4.25	A3	0	约 20
404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0)	97.60	−46.2	72.0	3.72	A1	0	3900
407C	R-32/125/134a (23.0/25.0/52.0)	86.20	−43.6	85.8	4.60	A1	0	1800
410A	R-32/125 (50/50)	72.58	−51.4	70.5	4.81	A1	0	2100
500	R-12/152a (73.8/26.2)	99.30	−33.6	102.1	4.17	A1	0.738	8100
502	R-22/115 (48.8/51.2)	111.63	−45.2	80.2	3.2	A1	0.250	4700
507A	R-125/143a (50.0/50.0)	98.86	−46.7	70.5	3.70	A1	0	4000

续表

制冷剂		物理性质				安全性	环境性能	
编号	分子式/混合物组分	分子量 (g/mol)	*NBP* (℃)	T_c (℃)	P_c (MPa)	根据 ASHRAE 34	*ODP*	*GWP* (100年)
600a	$CH(CH_3)_2—CH_3$	58.12	−11.7	134.7	3.63	A3	0	约20
717	NH_3	17.03	−33.3	132.3	11.33	B2	0	<1
718	H_2O	18.02	100.0	373.9	22.06	A1	0	<1
744	CO_2	44.01	−78.4	31.0	7.38	A1	0	1
1270	$CH_3CH=CH_2$	42.08	−47.7	92.4	4.66	A3	0	约20

注：1. *NBP* 为正常沸点，即在 1atm 下的沸腾温度；
2. T_c、P_c 分别为临界温度和临界压力；
3. *ODP* 是相对值，以 R22 为基准，其 *ODP* 值定为 1；
4. *GWP* 值也是相对值，以 CO_2 为基准，其 *GWP* 值定为 1；
5. 混合工质的性质依据相关混合法则计算。

3. R717

氨被认为是一种效率最高并一直沿用至今的天然工质。氨是中温制冷剂，单位容积制冷量大、黏度小、流动阻力小、传热性能好。氨的绝热指数为 1.31，排气温度较高。因氨能以任意比例与水互溶，不会产生“冰堵”现象，所以氨系统不必设立干燥器。但水的存在会导致制冷系统的蒸发温度上升、制冷能力下降及腐蚀金属材料，因此氨制冷剂的含水量不能超过 0.12%。氨几乎不溶于矿物油，且液态氨的比重比油小。氨对黑色金属无腐蚀作用，在有水分时，对铜和铜合金(磷青铜除外)有腐蚀作用。

氨最大的缺点是毒性大，属高毒低可燃制冷剂，对人的器官有强烈的刺激性。当氨蒸气在空气中容积浓度达到 0.5%～0.6%时，人在其中滞留约半小时就会中毒；当氨蒸气在空气中的容积浓度达到 11%～14%时即可点燃(黄色火焰)；若达到 15.7%～27%时，遇明火即引起爆炸。再有，氨蒸气会污染食品，因此氨机房应保持通风，使氨的浓度不超过 0.02mg/L。总之，氨制冷站要作特殊的安全考虑。检查氨泄漏的方法有：一种是根据氨的刺激性臭味，另一种用试纸，若泄漏，会使酚酞试纸变成玫瑰红色，或使石蕊试纸变成蓝色。

当前氨在商业空调和工业制冷上都有广泛地应用，适用于蒸发温度高于−65℃的大中型单级或双级活塞式制冷系统、大型离心式制冷机和氨吸收式制冷系统。

4. R600a

R600a 即异丁烷，作为自然工质曾在 1920～1930 年用在小型制冷装置中，后被氟利昂取代，出于环境问题的考虑现在又重新得到重视，许多人提议将它作为 R12 的永久替代物。

一般情况下 R600a 的压力比要高于 R12 且容积制冷量小于 R12。为了使制冷系统能达到与 R12 相近的制冷性能，R600a 制冷压缩机的排气量及压力比要大于 R12，但它的排气温度比 R12 低，后者对压缩机工作更有利。R600a 与 R12 的黏度相差不大。

R600a 为低毒可燃物质，在使用时要注意防火防爆。R600a 能与矿物油很好地互溶。R600a 与其他物质的化学相容性很好，而在水中的溶解性很差，这对制冷系统很有利。但

为了防止“冰堵”现象，制冷剂允许含水量较低，对除水要求相对较高。此外，R600a也不能用传统的检漏仪检漏，而需用专门适合于它的检漏仪。

5. R744

R744也就是CO_2，作为最早采用的制冷剂之一，从19世纪初至20世纪30年代得到了普遍地应用，后被氟利昂取代，随着人们对环境问题的关注，它又重新成为颇具前景的制冷剂。

CO_2的*ODP*为0，且*GWP*＝1、约为R134a和R22的千分之一。CO_2的黏度低，0℃时其饱和液体的运动黏度只是氨的5.2%和R12的23.8%。CO_2的压缩比较低，约为2.5～3.0；单位容积制冷量大，0℃时单位容积制冷量是氨的1.58倍，是R12和R22的8.25倍和5.12倍。另外，CO_2无毒不燃，对常用材料没有腐蚀性，能适用多种类型的润滑油；且来源广泛，价格低廉。

CO_2的问题在于其临界温度低，采用一般的亚临界蒸气压缩制冷循环时制冷量小、饱和压力过高、压缩机功耗大、循环效率低等缺点。因此，目前CO_2多采用跨临界循环方式，配合微通道换热器，以克服亚临界循环的缺点并发挥其传热、迁移性质好的优点。CO_2可适用于各种常规制冷系统，如汽车空调、船用空调、高温热泵，特别适合于高居住密度区。

6. R407C

R407C是替代R22的一种三元非共沸工质。R407C的沸点与R22的较接近，且与R22有比较接近的饱和温度—压力曲线、热力性质、单位容积制冷量及*COP*，它不仅能够适用于新设备，也特别适用于现有R22设备的灌注式替代，只需最低限度地考虑原R22系统的改动，而无需改动主要部件。R407C工质更适合用在高除湿量场合。

当R407C系统使用满液式蒸发器时，在蒸发和冷凝过程中会产生传质阻力，导致其传热系数比纯工质或共沸工质的低，含油时微肋翅片管内蒸发和冷凝时相对于R22的传热系数下降20%～25%，在满液式蒸发器中则更是下降75%。使用满液式蒸发器的R407C系统，比之于R22系统其制冷量和*COP*分别下降36%和44%，而在干式蒸发器中仅分别下降7%和14%。另外，当系统有气液分离器时，由于循环组成中R32和R125浓度增加，使R407C的制热能力比R22大3%～8%。

7. R410A

R410A是替代R22的一种二元近共沸混合物。R410A的蒸气压力比R22高60%，故只能用于新设计的系统而不能用于原有R22系统的灌注式替代。它的热力学循环效率比R22及其他替代物稍低，但有优越的运输性能。由于蒸气压力高，系统性能受压降损失的影响不敏感，因此工质的流速可以很大，有利于换热器的传热。在中低冷凝温度下，R410A系统比R22系统的压缩等熵效率高。R410A由于容积制冷量较大，在等制冷量条件下压缩机转速可比R22系统低，故系统容积效率高、摩擦损失小。

尽管R410A的导热系数比R22稍低，但其黏度更低(比R22低30%～36%)，使得其传热系数比R22高些。在蒸发器中，R410A的蒸发传热系数比R22高23%～42%。在冷凝器中，传热系数随制冷剂干度的下降而下降，R410A比R22稍小。

四、制冷剂的发展及替代

概括地说，制冷剂的发展已经历了三个阶段。第一阶段为1830～1930年，考虑的重

点在于哪些物质适合作制冷剂(Whatever Worked)，使用天然工质；第二阶段为1931～1990年，制冷剂的安全性和持久性(Safety and Durability)成为关键问题，CFCs和HCFCs制冷剂广泛使用；第三阶段为1990～2010年，此时保护臭氧层(Ozone Protection)是问题的主要矛盾，HFCs开始普及且自然工质重新启用；一般认为2010年以后是制冷剂发展的第四阶段，那时要考虑的核心问题是全球变暖(Global Warming)，制冷剂应具备低*ODP*、*GWP*、短的大气寿命及高效率。

每一次制冷剂的更新换代，其实就是替代问题。当前公认的替代方案见表1-6。自1987年《蒙特利尔议定书》(the Montreal Protocol)及其修正案执行以来，CFCs淘汰进程已基本结束，全球进入了HCFCs加速淘汰阶段。如德国、挪威、英国、意大利等国于1995年开始限制HCFCs的生产，并将于2015年后不再提供相关的维修服务；日本、新加坡、澳大利亚和委内瑞拉等国家和香港地区的政府项目规定必须采用HFCs。但由于1997年的《京都议定书》(the Kyoto Protocol)将HFCs定为须限制排放的六类温室气体之一，从而引起了制冷剂替代方面的一些争论。

当前的制冷剂替代方案 **表1-6**

应用领域	原制冷剂	替代制冷剂
家用及楼宇空调系统	HCFC-22	HFC混合物，如R407C、R410A
大型离心式冷水机组	CFC-11、CFC-12、R500、HCFC-22	HCFC-123、HFC-134a、HFC混合物
低温冷冻冷藏机组和冷库	CFC-12、R502、HCFC-22、NH_3	HFC-134a、HFC混合物、NH_3
冰箱冷柜、汽车空调	CFC-12	HFC-134a、HCs及其混合物、HCFC混合物

这些争论集中体现在《蒙特利尔议定书》与《京都议定书》之间。《蒙特利尔议定书》在进一步推进HFCs的同时限制了HCFC-123和HCFC-22等的使用，而淘汰这类物质将会有很多工作要做；《京都议定书》则试图减少HFCs的使用，但它仅确认淘汰HFCs类工质，并没有淘汰日期，也没有给出具体物质的名称。在考虑温室效应时，不应把*GWP*作为惟一指标，应以*TEWI*、*LCCP*为指标全面考虑，由此得到的结果是间接效应远大于直接效应，因此不仅应着眼于*GWP*值，更应着眼于提高系统效率。毫无疑问，HFCs仍是主要的长期替代物，但自然工质则被认为是长久未来的选择。2001年，美国空调制冷协会(CRAA)组织了包括美、欧、日、中参加的“全球制冷剂环境评价网络”(Global Refrigerant Environmental Evaluation Network，简称GREEN)，其目的就是在公平的基础上，进行以HCs和CO_2替代HFCs的评估试验。目前，在一些国家已经开始了自然工质替代HFCs工质的实际行动。

五、制冷剂与压缩机

众所周知，制冷剂的选用是影响压缩机设计的诸多因素中应予以高度重视的一个。选用制冷剂时，应考虑以下因素：

1. 制冷剂的分子量

在同样的工况下，分子量大的工质较难压缩，即压缩过程的功耗较大。对于离心压缩机，为减少压缩机级数和机器的尺寸，制冷剂的相对分子量要大。例如R22的分子量为86.47，空调工况一级叶轮压缩就可达到，而氨的分子量为17.02，必须用多级压缩。但

R22因声速低(蒸发温度2℃时的声速为176.96m/s)很容易达到堵塞工况，而氨的声速高(声速为417.8m/s)则不可能出现堵塞。

2. 单位容积制冷量

制冷量不同时，应选用不同单位容积制冷量的制冷剂。例如，在相同工况下R134a的单位容积制冷量要比R123大6.4倍。因此，对于离心压缩机来说，在制冷量较小时用R123，较大时则用R134a。若R134a用于小制冷量时会使机器尺寸偏小，转速偏高。

3. 制冷剂腐蚀性

氨会腐蚀除磷青铜以外的铜合金材料以及锡和锌。氟利昂会腐蚀镁和含镁量超过2%的铝合金(若叶轮为铝合金制造时)，当有水和空气存在时，腐蚀还要加大。对于使用蒸发压力低于大气压力的制冷剂，如R123等，则存在湿空气渗入的可能，从而增加了机组的腐蚀性，因此在检修时应予重视。无论是半封闭式还是全封闭式制冷压缩机，由于氨含有水分时要腐蚀铜，因而铜及铜合金都不能用于以氨为工质的制冷系统中。但是，也该看到，基于CFCs和HCFCs的替代和扩大天然制冷剂氨的使用的需要，采用能与氨制冷剂隔离的屏蔽式电动机的半封闭式压缩机已研制成功，并获得应用。

另外，还要考虑制冷剂安全性，尽量选用无毒性、无刺激性臭味和对人体健康无损害的制冷剂；同时也要考虑到制冷压缩机应用的生产流程，如化工用制冷压缩机，其制冷剂应优先选择生产过程的产品，如甲烷、乙烷、丙烷、丁烷、乙烯、丙烯等。总之，制冷剂的选择，应按压缩机所要求的性能、来源、价格等进行综合比较后确定。

六、替代制冷剂压缩机的特点

为了开发可采用替代制冷剂的新压缩机，设计者首先遇到两个问题：其一，压缩机必须把其工作容积的尺寸重新划定，以适应不同流量和压力的要求；其二，压缩机中与制冷剂接触的各种材料之间的相容性，如合成橡胶和润滑油，必须给予解决。

在自然界中大量存在的天然制冷剂，例如氨、碳氢化合物、二氧化碳等。氨的应用已有百余年的历史，至今还有许多国家用在大型工业的制冷、食品冷冻冷藏中。但其易燃、易爆、有毒和具有强烈的刺激味等限制了它的应用范围。

碳氢化合物具有很好的热力性质和传热特性，它和所有机械材料和油类完全相容。而实际上，这种工质早在石油化学工业的大型制冷系统中已有使用。影响这类制冷剂大量推广的阻力来自它的可燃性。在欧洲，这种制冷剂已开始进入家用制冷设备的市场，如德国已在产品中有90%的覆盖率，我国电冰箱行业亦已有使用异丁烷R600a的产品。

由于传统的适用于CFC-12等CFCs工质的矿物油和合成油与新工质R134a等HFCs的相容性差，人们研究开发出新型的极性润滑油，该润滑油的基体有的是多元酯POE(称之为酯类油)，有的是聚乙二醇PAG(称之为乙二醇油)，它们与HFCs新工质有良好的相容性，这样才能避免在换热器中聚集润滑油以及保证油能顺利回流到压缩机中去。

第五节 冷 冻 机 油

压缩机润滑油通常称为冷冻机油，它是在从高温到低温的大幅度温度变化下进行工作的，并且是与各种材料共存的严酷条件下使用的一种特殊润滑油。这种润滑油必须能够长

年累月润滑机内运动部件，而不许换油、补填或进行维修保养。在制冷系统中，冷冻机油应起到以下作用：(1)冷冻机油在相对运动的零件表面形成一层油膜，可减少摩擦表面的磨损和摩擦功耗；(2)对摩擦表面起冷却和清洁作用，冷冻机油可带走摩擦热量，使摩擦零件表面的温度保持在允许的范围内，还可带走磨屑，便于将磨屑由滤清器清除；(3)起协助密封作用，由于润滑油膜的存在，可提高活塞环和轴封的密封作用；(4)可提供液压动力以控制卸载装置的工作。

一、压缩机对冷冻机油的要求

(1) 要具有适当的黏度，且受温度的影响要小。黏度过大，油膜承载能力大，易于保持液体润滑，但流动阻力大，压缩机的摩擦功率和启动阻力增大；黏度过小，流动阻力小、摩擦热量小，但不易形成润滑油膜，油密封效果差。良好的润滑性是冷冻机油所要求的最基本的性能，它要求比一般润滑油的润滑性好。润滑性用FALEX等来进行评价，但是最终的评价还是应该在压缩机上进行实机评价为好。

(2) 冷冻机油的凝固点要低，至少比制冷系统的蒸发温度低2.5℃，最好低5～10℃，在低温下具有良好的流动性。若低温流动性差，则冷冻机油会沉淀在蒸发器内影响制冷能力，或凝结在压缩机底部，失去润滑作用而损坏运动部件。

(3) 有较高的闪点温度，应比压缩机排气温度高25～35℃，同时要有较高的热稳定性，在高温下不氧化、不分解、不结胶、不积炭，以免引起冷冻机油的解焦甚至燃烧爆炸等危险。

(4) 冷冻机油与制冷剂的溶解性能要好。若两者溶解性差，润滑油就会聚集在冷凝器和蒸发器的底部，阻碍制冷剂流动，降低换热性能。若润滑油不能随制冷剂返回压缩机，压缩机将会因缺油而加剧磨损。相容性一般用两层分离温度来进行评价。

(5) 具有良好的化学稳定性。以免与制冷剂、空气、水等接触时引起分解、聚合和氧化反应，产生积炭。化学稳定性和耐热性用密闭管试验来进行评价。

(6) 冷冻机油的挥发性要差。在制冷系统中不应有结晶状的石蜡析出，以保持良好的低温流动性。

(7) 冷冻机油的含水量和机械杂质应尽可能低。含水量过高会引起冰堵、腐蚀、镀铜等现象，含水量指标应小于20～40mg/kg。冷冻机油中的机械杂质会加速零部件的磨损和堵塞油路，一般不应超过0.01%(以重量计)。水分根据Karl Fisher方法来进行测试。

(8) 对封闭式压缩机而言，冷冻机油还应具有较高的击穿电压。封闭式压缩机冷冻机油和内置式电机直接接触，其绝缘性能很重要，一般要求击穿电压(25℃)在25kV以上。

二、冷冻机油的性能指标

冷冻润滑油的性能高指标主要有黏度、倾点、闪点、燃点、浊点、水分、酸碱性、机械杂质等。

(1) 黏度。冷冻机油的黏度用来衡量润滑油的黏性大小。温度上升时，其黏度减小；温度下降时，其黏度增大，因此，表示润滑油的黏度时，应同时指出其温度值。黏度大小，可用各种单位来表示。如动力黏度、运动黏度、相对黏度、雷氏和塞氏黏度。冷冻润滑油常用运动黏度来表示，它表示润滑油在重力作用下流动时内摩擦力的度量。

（2）倾点。冷冻机油在温度降低时，随着黏度的增大，流动性会变差，被冷却到能够流动的最低温度称为冷冻机油的倾点。润滑油与制冷剂混合溶解时，倾点会降低。

（3）闪点。将润滑油加热，直至所产生的油蒸气与火焰接触时能发生闪光，此时的温度称为润滑油的闪点。通常要求 R12、R22 的润滑油闪点在 160℃以上。

（4）燃点。润滑油的燃点比闪点高，当测得润滑油的闪点后，若还需测定其燃点，则应对油继续加热，直至所产生的蒸气能被接触的火焰点着，并燃烧不少于 5s 时的最低温度，称为该冷冻机油的燃点。

（5）浊点。当润滑油温度降低到一定值时，油中开始析出小块石蜡，并出现絮状物，这时的温度成为润滑油的浊点。由于油中析出固体石蜡，使润滑油变得浑浊，并堵塞过滤器，引起制冷机不能正常工作。润滑油的浊点，应低于制冷剂的蒸发温度，否则，有石蜡析出时，会出现石蜡积存在膨胀阀节流孔处造成堵塞现象，或积存在蒸发器表面而影响传热。

（6）酸值。指中和 1g 油中的酸性物质所需的氢氧化钾的 mg 数，用(mgKOH/g 油)来表示。

（7）抗氧化性。表示润滑油有良好的抗氧化性和化学稳定性，它的酸性和碱性也很小。

（8）水分。润滑油中不允许含有水分。可用微量水分方法来测定。

（9）机械杂质。润滑油中不允许含有机械杂质。来自系统内的脏物在油内形成的机械杂质将会引起油路堵塞，加速运动部件的磨损。

（10）灰分。指在规定的条件下，油品被碳化后的残留物经煅烧所得的无机物，用质量百分数表示。

三、常用冷冻机油

冷冻机油主要分成两类：一类是矿物润滑油，是以天然石油为原料，经过减压蒸馏所得馏分，再经酸碱精制、溶剂抽提、脱蜡、白土精制等工艺过程而得到的润滑油，主要成分为烃类化合物，含有 C、H 元素；另一类是合成润滑油，是通过化学合成的方法制备的润滑油，其基本原料是化学品或石油化学品或植物油或来自如 P、Si 之类的无机物，分子结构较复杂，除含有 C、H 元素外，还含有 O、Si、P、F、Cl 等元素。

矿物润滑油(Mineral Oil，简称 MO)一般由烷烃、环烷烃和芳香烃组成，冷冻机油主要采用倾点很低的环烷类。合成润滑油常用的是聚烯烃乙二醇油(Polyalkylene Glycol，简称 PAG)、烷基苯油(Alkyl Benzene，简称 AB)、脂类油(Polyol Ester，简称 POE)和聚醚类油(Polyvinyl ester，简称 PVE)。典型的冷冻机油特性参数见表 1-7。

几类冷冻机油的部分特性参数　　表 1-7

冷冻机油种类	MO (SUNISO 4GS)	PAG (SUN PAG 56)	AB (Clavus AB68)	POE (SUNISO T-68)	PVE (PVE VG68)
密度，g/cm³(15℃)	0.915	1.015	0.871	0.960	0.937
色度，ASTM	L1.0	L0.5	—	L0.5	—
运动黏度，mm²/s(40℃) (100℃)	54.9 5.97	56.4 10.6	68.0 6.0	66.6 8.22	68.1 8.04

续表

冷冻机油种类	MO (SUNISO 4GS)	PAG (SUN PAG 56)	AB (Clavus AB68)	POE (SUNISO T-68)	PVE (PVE VG68)
闪点，COC ℃	188	234	190	254	212
倾点，℃	−35	−40	−39	−40	−40
总酸值，mgKOH/g	0.01	—	<0.08	0.01	<0.01
水分，$\times10^{-6}$	20	50	—	35	—

矿物油性质稳定、吸湿性非常弱、润滑性能好，而且生产技术成熟、生产成本低，是适用于 CFCs 和 HCFCs 工质的润滑油，它的最大缺点就是与 HFCs 工质不互溶。烷基苯类润滑油是合成的芳香族碳氢化合物，它有非常高的抗磨损、抗污染和抗水解性能，密封和绝缘性能优异，但也不能与 HFCs 工质互溶。

为了适应工质替代的需要，PAG、POE 及 PVE 等适用于 HFCs 工质的合成润滑油逐步被开发出来。PAG 润滑油的倾点较低，有良好的低温流动性和润滑性。由于它的极性较强，故与 HFCs 工质互溶性好，而且与合成橡胶相容。但该类油的最大缺点是吸湿性强，运行中吸水后会降低油与制冷剂混合物的电阻率，因此在封闭式压缩机中采用 PAG 油，就有可能会造成短路，甚至烧毁电机。所以在使用这类润滑油时，对装配和使用过程中系统的密封性要求较高。为改善 PAG 油的性质，可采用封头改良技术，由于去掉了化学性质比较活泼的羟基，其稳定性增强，亲水性显著降低。

聚酯类 POE 油(Polyol esters)的种类很多，其特性因分子结构不同而异。用于制冷系统的 POE 油多是由多元醇与脂肪酸所合成的，其中以 2～4 元的醇和 10 个以下碳原子的脂肪酸所合成的 POE 为主。酯类油的性质与参与酯化反应的有机酸和醇的结构、种类密切相关。参与酯化反应的酸按所含碳原子数的多少可分为长碳链酸和短碳链酸，所含碳原子数越多，则合成的酯类油黏度越高，低温侧最高临界溶解温度也越低。按结构可分为直碳链酸和支碳链酸，直碳链酸合成的 POE 油润滑性及与替代工质的互溶性较好，但抗水解稳定性较差，腐蚀性较强，支碳链酸合成的 POE 油除了润滑性能略差之外，其他性能均较好。醇的种类对合成的酯类油的黏度有很大的影响，常用的醇有新戊二醇 NPG、三甲基丙醇 TMP、季戊四醇 PE 和二元季戊四醇 Di-PE。用 NPG 合成的 POE 油黏度较低，用 PE 合成的 POE 油黏度较高。POE 油的黏度指数越低，压缩机的烧结负荷越低。酯类油与 HFCs 工质互溶性较好，但对 HFCs 类混合工质，随其组成不同，混合工质与 POE 的互溶性也有差异。POE 油的热稳定性和润滑性较矿物油强，但和 HFC 类物质混合后与 R12、R22 等和矿物油混合相比，部件磨损严重。此外，POE 油吸湿能力较强，且易水解而产生如酸、金属碳化物等，在高温下与钢等金属接触还可能发生热解而产生酸、乙醛、酮及其他一些分子量较低的酯类化合物，从而使油的黏度降低，润滑作用减弱。POE 油能够溶解制冷系统中的某些杂质并析出，造成管道堵塞。此外，POE 油与一般的合成橡胶也不相容。

PVE 油是近年来新开发的制冷润滑油。在制冷系统中，PVE 油的润滑性能优于 POE 油。PVE 油能与 HFCs 工质很好互溶。虽然 PVE 油的吸湿性也较强，但由于醚键的存在而不会水解，因此受水分影响较小，这一方面降低了过程工序的难度，另一方面可通过取

消干燥器而提高系统可靠性并降低成本。与POE油相比，PVE油密度较小、极性较弱，堵塞换热器管道或碰撞装置的可能性也较小。PVE为聚合物，可通过改性来调节黏度和互溶性。PVE油的绝缘性能要比POE油好。PVE油与金属加工油(主要成分是聚丁烯及矿物油)的溶解性要好于POE油。

为改善合成制冷润滑油的性能，可适当使用添加剂。添加剂按功能可分为抗氧化剂、油性剂、极压抗磨剂以及金属钝化剂等；按成分可分为极性化合物、聚合物以及含硫、磷等元素的化合物三类。抗氧化剂多是基于氨或芬(石炭酸)的化合物；油性剂可用于运动部件表面反应或粘附于摩擦面形成润滑性能极好的化合物，有效地提高整个油膜的厚度，减少金属接触，保证在低负荷运动中得到满意的润滑。但是随着负荷的提高，油膜厚度将减小或者发生物理转移，润滑油的抗磨性能就不能继续提高。加入适量极压抗磨添加剂可减少材料在高负荷时的磨损，避免烧结。油性剂和极压抗磨剂多是基于磷酸、硫酸或氯族的化合物，且绝大多数极压抗磨剂都是基于磷酸盐/亚磷酸盐或磷酸的化合物。金属钝化剂可与油品中的活泼金属离子(铜、铁、镍、锰)形成聚合物，降低金属离子活性，增加油品的安全性，防止胶质产生，金属钝化剂多是基于硫酸的化合物。

某种功能的添加剂能改善润滑油某一方面的性能，但同时又会对其他性能有不良影响，例如抗磨添加剂可以减少压缩机摩擦面间的磨损，但与其他材料的化学反应又将影响润滑油的整体稳定性。有些彼此相容的添加剂同时使用则效果更佳。对每种添加剂而言，一般存在最佳添加量使其添加效果最为显著，这一最佳值随润滑油种类、黏度以及制冷剂种类不同而不同。

四、冷冻机油的适用范围及选择

冷冻机油的应用范围及如何选择主要根据两个基本原则来确定：一是根据压缩机的结构参数和性能参数；二是根据制冷系统所使用的制冷工质。

1996年，我国制定了国家标准GB/T 16630—1996《冷冻机油》，用于指导各个压缩机厂家对冷冻机油的选用。该标准包括L-DRA/A、L-DRA/B、L-DRB/A和L-DRB/B等4大类共24种规格，并规定了29项油的技术指标。标准规定的冷冻机油均为矿物型或合成烃型油，适用于CFCs(如R12)、HCFCs(如R22)及氨，不适用于HFCs(如R134a)。显然，随着制冷工质替代步伐的加快，该标准应及时修订。基于该标准的冷冻机油的应用范围见表1-8。

GB/T 16630—1996规定的各冷冻机油品种的应用 **表1-8**

GB/T 16630—1996规定的品种	ISO规定的品种	主要成分	蒸发温度	制冷剂类型	典型应用
L-DRA/A	L-DRA	深度精制的矿物油，合成烃油	>−40℃	氨	开启式压缩机，普通制冷机
L-DRA/B				氨，CFCs，HCFCs，以HCFCs为主的混合物	开启式压缩机，普通制冷机，冷冻、冷藏设备，空调
L-DRB/A	L-DRB	深度精制的矿物油，合成烃油	<−40℃	CFCs，HCFCs，以HCFCs为主的混合物	开启式压缩机，冷冻、冷藏设备，电冰箱
L-DRB/B		合成烃油			

当前，世界上著名的制冷润滑油制造商有太阳 SUNOCO™、ICI(Uniqema™)、科宁 Cognis™、壳牌 Shell™、美孚 Mobil、嘉实多 Castrol™、加德士 Caltex、西匹埃 CPI、福斯 Fuchs™、出光 Idemitsu 等；我国的知名制造商有中国石油™和中国石化™。这些著名品牌都得到了如开利(Carrier)、丹佛斯(Danfoss)、特灵(Trane)、大金(Daikin)、比泽尔(Bitzer)等知名设备制造商的认证。几类主要制冷润滑油的制造商及适用性情况归纳于表 1-9。

几类主要制冷润滑油的适用性　　表 1-9

	MO	PAG	AB	POE	PVE
制造商	太阳 SUNOCO™、壳牌 Shell™、美孚 Mobil、嘉实多 Castrol™、加德士 Caltex、福斯 Fuchs™、中国石油™和中国石化™	太阳 SUNOCO™、科宁 Cognis™、壳牌 Shell™、西匹埃 CPI、福斯 Fuchs™、中国石化™	壳牌 Shell™、嘉实多 Castrol™、西匹埃 CPI、福斯 Fuchs™、中国石化™	太阳 SUNOCO™、ICI(Uniqema™)、壳牌 Shell™、美孚 Mobil、嘉实多 Castrol™、加德士 Caltex、西匹埃 CPI、福斯 Fuchs™、中国石油™和中国石化™	出光 Idemitsu
适用压缩机	往复式、旋转式、涡旋式、螺杆式、离心式	往复式、斜盘式、涡旋式、螺杆式、离心式	往复式、旋转式	往复式、旋转式、涡旋式、螺杆式、离心式	往复式、旋转式、涡旋式、螺杆式
适用制冷剂	CFCs、HCFCs、氨、HCs	HFC-134a、HCs、氨	CFCs、HCFCs、氨、HFC-407C	HFCs 及其混合物	HFCs 及其混合物
典型应用	家用空调、电冰箱、冷冻冷藏设备、中央空调、汽车空调	汽车空调、家用空调、电冰箱	空调设备、冷冻冷藏设备	冷冻冷藏设备、空调器	汽车空调、家用空调、中央空调

一般来说，选择制冷润滑油对制冷剂的考虑要比压缩机形式多一些。通常，MO 类润滑油可用于使用 CFCs、HCFCs、氨、HCs 等制冷剂的系统，PAG 油多用于汽车空调，POE 油和 PVE 油配合 HFCs 工质及其混合物使用。虽然目前使用替代工质 HFCs 的系统多采用 POE 油，但 PVE 油在许多方面的性能都优于 POE 油，故可预测未来 PVE 油会逐步普及。根据经验，对于往复式制冷压缩机，宜选用黏度较低的油；对于回转式压缩机宜选用黏度较高的油；排气温度较高的压缩机选用黏度较高的油。每种品牌的润滑油都有多种型号，部分制造商的冷冻机油牌号对照及替换关系见表 1-10。

不同制造商生产的部分冷冻机油牌号对照表　　表 1-10

中国石油™ 昆仑®(翼龙®)	壳 Shell™ 奇伟士 Clavus®	美 Mobil™	嘉实多 Icematic®	太阳™ SUNISO®	加德士 Caltex™
DRC32	Clavus 32	Gargoyle Arctic Oil 155	Icematic 266	3GS	CapellWF32
DRC46	Clavus 46				CapelWF46
DRC56			Icematic 299	4GS	
DRC68	Clavus 68	Gargoyle Arctic Oil 300			CapellaWF68
DRC100				5GS	Capella WF100

续表

中国石油™ 昆仑®(翼龙®)	壳 Shell™ 奇伟士 Clavus®	美 Mobil™	嘉实多 Icematic®	太阳™ SUNISO®	加德士 Caltex™
DRA46	Clavus G46				
DRA68	Clavus G68				Ammon68
DRA100	Clavus G100				
KRD			Icematic HC		

总之，在选用制冷润滑油时，可先根据使用的制冷剂和压缩机类型确定冷冻机油的类别，然后依照制冷剂和压缩机的使用说明挑选适用品牌的合适牌号。在条件允许的情况下，直接选用设备制造商推荐的润滑油。

第六节 原 动 机

一、原动机的种类与选用原则

压缩机是消耗动力的机器，需要由原动机进行驱动。压缩机的原动机主要有：(1)电动机，其中交流异步电动机和直流无刷电动机在中小型制冷压缩机中应用普遍；(2)内燃机，其中柴油机和汽油机在运输式制冷装置中应用较多，燃气发动机常用在建筑物供暖的热泵系统中；(3)涡轮发动机；(4)膨胀机。

选择原动机时主要考虑：(1)动力来源、价格及投资费用，即初投资与运行费用最小；(2)原动机满足转矩，尤其是启动转矩与加速的要求；(3)工况改变时可能出现的过载荷要求；(4)应用场合和对象的其他要求，如耐油、耐高温等。

二、内置电动机

在封闭式压缩机中，因电动机装在机壳内，故称为内置电动机。内置电动机的工作条件与一般的电动机不同，因而对它有一些特殊要求。

1. *对内置电动机的要求*

除了应符合普通电动机的基本技术条件外，封闭式压缩机用的内置电动机还应符合下列要求：

(1) 电动机材料应有良好的耐制冷剂性、耐油性和耐热性

在封闭式压缩机中电动机处于与制冷剂和润滑油共存的条件下，而氟利昂制冷剂对高分子材料有较强的侵蚀和溶解作用，在含油的情况下，这种作用更为严重。因而要求电动机的槽绝缘垫、定子扎线、端部引出线套管等有机材料具有在高温、高压、与制冷剂和润滑油共处的条件下不发生软化、膨胀、溶解或起泡等现象，而且应不易氧化、不易与水作用，保持足够的绝缘能力。一般可采用聚脂薄膜、涤纶扎带、涤纶套管等。漆包线应满足不同制冷剂的要求，一般采用聚乙烯甲醛树脂或由环氧树脂，聚胺基甲酸乙脂等数种树脂合成的改性树脂。

由于不同制冷装置运行时，内置电动机绕组的温度水平不同，因而其绝缘等级也不

同。国标规定的绝缘等级有五级，即 A、E、B、F、H 五级。其运行绕组的温度限定值为：A 级绝缘不超过 105℃；E 级绝缘不超过 120℃；B 级绝缘不超过 130℃；F 级绝缘不超过 155℃；H 级绝缘不超过 175℃。

(2) 对压缩机负荷变化应有良好的适应性

在制冷压缩机中，电动机的负荷随运转工况的变化发生较大幅度的变化。例如：从启动至稳定运转时压缩机的工况变化，冷负荷的骤增或环境条件的变化等。内置电动机因受结构的限制，必须做到体积小、质量轻。因此，要求内置电动机有较大的过载运转能力，以适应负荷之变化。

(3) 耐振动冲击

内置电动机运转时受机械振动力的作用，启动、停车时受电磁力的冲击和惯性冲击负荷，使定子绕组中导线发生相互摩擦，绝缘薄膜损伤。防止的方法除了将导线包扎牢固外，对输出功率大于 1kW 的电动机绕组采用浸漆处理，以加固绕组。

(4) 防止绕组温度过高，设置过载保护器

绝大多数的全封闭式制冷压缩机采用两级内置电动机。这种电动机的结构紧凑，其散热表面较小，从而使电动机绕组的温度升高。为此，除了加强冷却和使用耐热绝缘材料外，宜在机壳上或绕组中间设置过载温度继电器，以保护电动机。

2. 内置电动机的冷却

内置电动机常用低温吸气冷却，来自蒸发器的低温蒸气经吸气截止阀流入电动机室，然后通过内置电动机，对其冷却后进入压缩机气缸。电动机运转时产生的热量，一部分被制冷剂吸收，另一部分通过压缩机壳体散发至大气。

在内置电动机用吸入蒸气冷却的封闭式压缩机中，其电动机功率的配置因与普通电动机在温度特性上的显著不同而有所区别。普通电动机的温度随负荷的增大而上升，其最大功率为电气绝缘材料所能承受的温度所限制。内置电动机的绕组温度，却由于流过其中进行冷却的蒸气流量随工况的变化而有所不同。例如：在一台全封闭式压缩机中，当蒸发温度由−40℃变为 0℃时，制冷剂的质量流量增加 10 倍以上，而所输入的电功率只增加 1 倍，结果是负荷增加后电动机获得更好的冷却，绕组温度降低。这说明这类电动机名义功率的确定与普通电动机不一样。因此，对于高温封闭式压缩机，由制冷剂冷却的内置电动机的名义功率比具有相同制冷量的开启式压缩机所配置的普通电动机名义功率一般要小 1/3～1/2。

用制冷剂冷却电动机，虽有上述优点，但制冷剂吸收热量后过热度增加，对压缩机的制冷量不利。因此有些封闭式压缩机的吸入制冷剂并不经过电动机。此时电动机产生的热量经机壳向大气散发。为提高散热效果，机壳上铸有肋片。在有条件的场合，尽量用强制通风冷却机壳，例如在风冷式冷凝机组中，冷凝器使用的风扇不仅对冷却制冷剂起作用，而且对机壳的冷却也有作用。

第二章　活塞压缩机

第一节　基本结构与工作原理

一、基本结构

活塞压缩机的主要零部件及其组成如图 2-1 所示。压缩机的机体由气缸体 2 和曲轴箱 3 组成。气缸体中装有活塞 5，曲轴箱中装有曲轴 1，通过连杆 4 将曲轴和活塞连接起来。在气缸顶部装有吸气阀 9 和排气阀 8，通过吸气腔 10 和排气腔 7 分别与吸气管 11 和排气管 6 相连。当原动机带动曲轴旋转时，通过连杆的传动，活塞在气缸内作上下往复运动，并在吸排气阀的配合下，完成对制冷剂的吸入、压缩和输送。

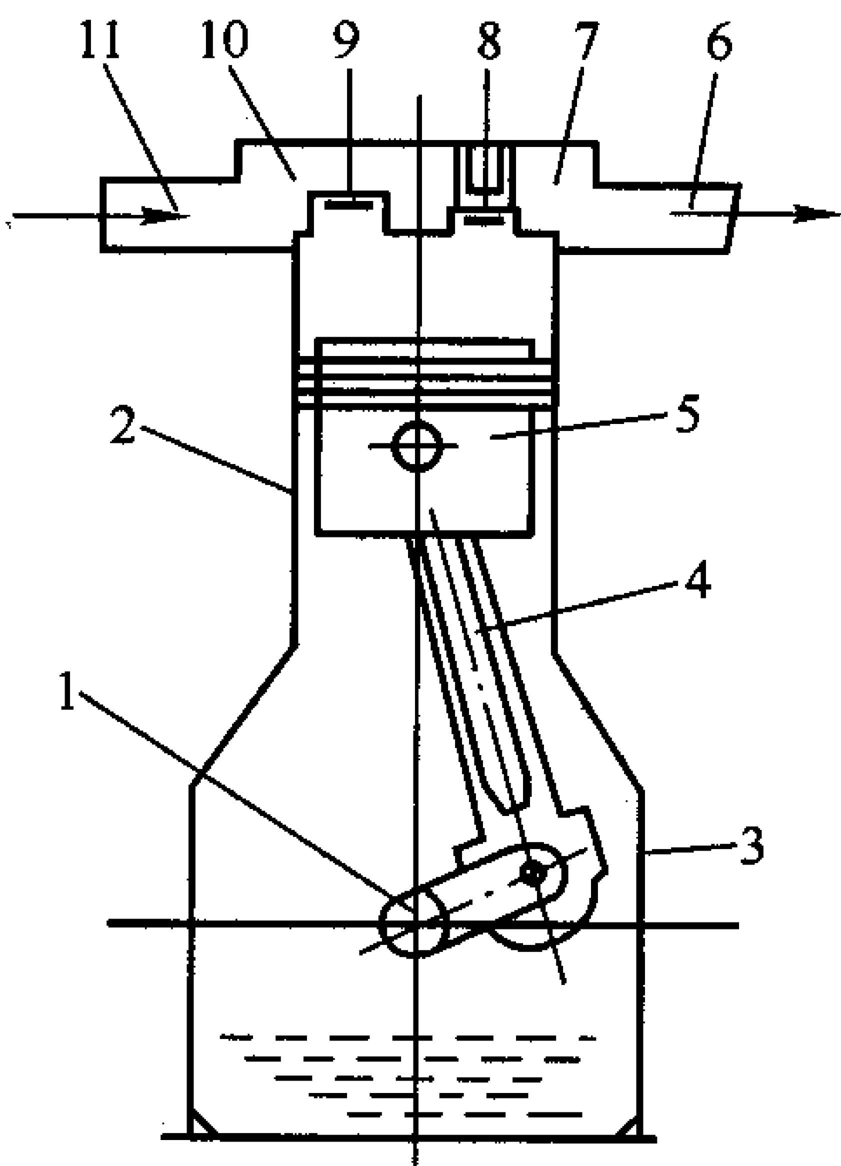


图 2-1　单缸压缩机的示意结构
1—曲轴；2—气缸体；3—曲轴箱；4—连杆；5—活塞；6—排气管；7—排气腔；8—排气阀；9—吸气阀；10—吸气腔；11—吸气管

二、工作过程

如图 2-2 所示，活塞制冷压缩机的工作循环分为四个过程：

（1）压缩过程　通过压缩过程将制冷剂的压力提高。当活塞处于最下端位置 1-1（称为内止点或下止点）时，气缸内充满了从蒸发器吸入的低压蒸气，吸气过程结束；活塞在曲轴—连杆机构的带动下开始向上移动，此时吸气阀关闭，气缸工作容积逐渐减小，处于气缸内的制冷剂受压缩，温度和压力逐渐升高。活塞移动到 2-2 位置时，排气阀开启，开始排气。制冷剂在气缸内从吸气时的低压升高到排气压力的过程称为压缩过程。

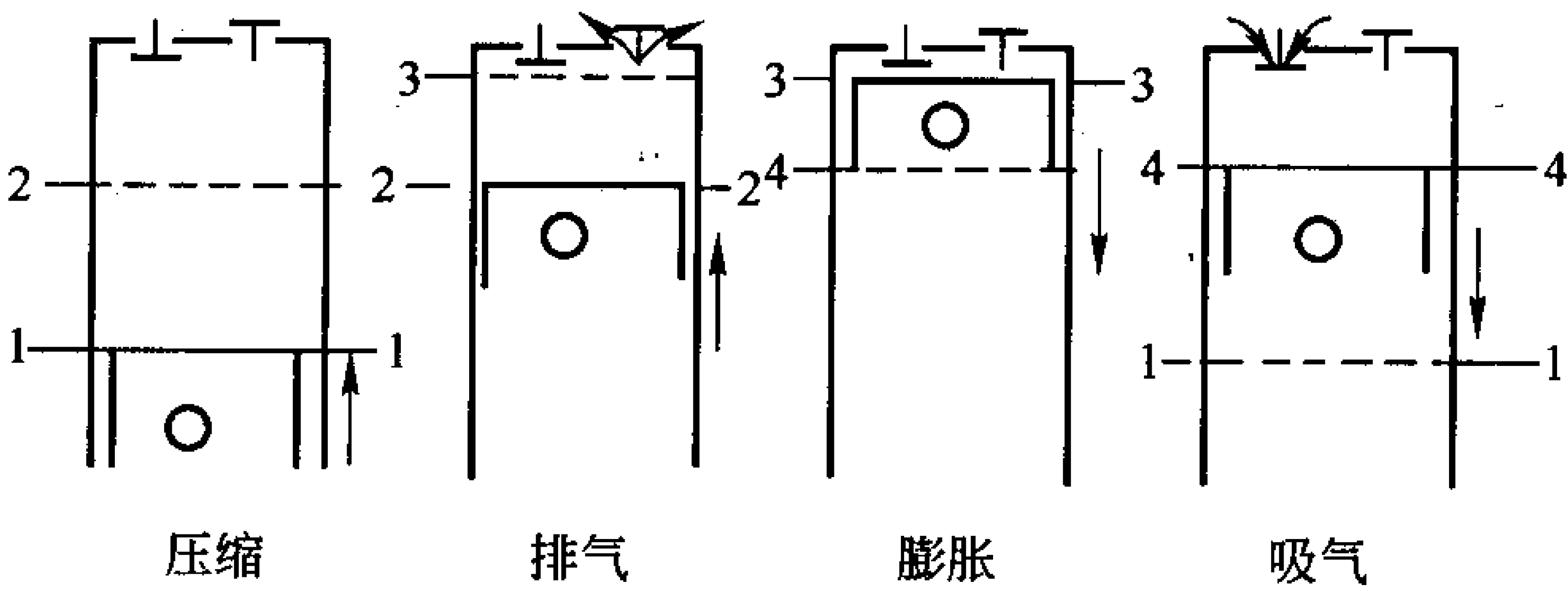


图 2-2　活塞压缩机的工作过程

（2）排气过程　通过排气过程，制冷剂进入冷凝器。活塞继续向上运动，气缸内制冷剂的压力不再升高，制冷剂不断地通过排气管流出，直到活塞运动到最高位置 3-3（称为外止点或上止点）时排气过程结束。制冷剂从气缸向排气管输出的过程称为排气过程。

（3）膨胀过程　通过膨胀过程将制冷剂的压力降低。活塞运动到上止点时，由于压缩机的结构及制造工艺等原因，气缸中仍有一些空间，该空间的容积称为余隙容积。排气过程结束时，在余隙容积中的气体为高压气体。活塞开始向下移动时，排气阀关闭，吸气腔内的低压气体不能立即进入气缸，此时余隙容积内的高压气体因容积增加而压力下降，直至气缸内气体的压力降至稍低于吸气腔内气体的压力，即将开始吸气过程时为止，此时活塞处于位置 4-4。活塞从 3-3 移动到 4-4 的过程称为膨胀过程。

（4）吸气过程　通过吸气过程将吸气腔中的制冷剂吸入气缸。活塞从位置 4-4 继续向下移动，气缸内气体的压力继续降低，其与吸气腔内气体的压力差推开吸气阀，吸气腔内气体进入气缸内，直至活塞运动到下止点时吸气过程结束。制冷剂从吸气腔被吸入到气缸内的过程称为吸气过程。

三、特点

在各种类型的制冷压缩机中，活塞压缩机是问世最早，至今还广为应用的一种机型，这无疑是因为它具有一系列其他类型压缩机所不能及的优点：

（1）能适应较广阔的压力范围和制冷量要求。

（2）热效率较高，单位制冷量耗电量较少，加工比较容易，特别是在偏离设计工况运行时更为明显。

（3）对材料要求低，多用普通钢铁材料，加工比较容易，造价也比较低廉。

（4）技术上较为成熟，生产使用上积累了丰富的经验。

（5）系统装置比较简单。相比之下，螺杆制冷机系统中需要装设大容量油分离器；离心制冷机系统中要配置工艺要求高的增速齿轮箱、复杂的润滑油系统和密封油系统等。

活塞压缩机的上述优点使它在各种制冷用途，特别是在中小制冷量范围内，成为制冷机中应用最广、生产批量最大的一种机型。但是，与此同时，也要看到活塞压缩机有其不足之处：

（1）转速受到限制。单机输气量大时，机器显得很笨重，电动机体积也相应增大。

（2）结构复杂，易损件多，维修工作量大。

（3）运转时有振动。

（4）输气不连续，气体压力有波动等。

随着喷油螺杆压缩机和离心压缩机的迅速发展，它们在大制冷量范围内的优越性（结构简单紧凑、振动小、易损件少和维护方便等）日益显示出来。因而，一般认为将活塞压缩机的制冷量上限维持在 350～550kW 以下是较为合适的，我国高速多缸压缩机系列中最大的 8AS17 型氨制冷压缩机的中温考核工况制冷量为 512kW。

第二节　热　力　性　能

一、工作容积

活塞在气缸内上下往复运动时，上止点和下止点之间的距离称为活塞行程。它也是活塞向上或向下运动一次所走的路程。通常用 S 表示。上、下止点之间气缸工作室的容积称为气缸工作容积，式(1-1)给出 V_s 的计算公式。

当活塞运动到上止点位置时，活塞顶(或紧靠活塞顶部的活塞环)与气阀阀片之间的空隙容积称为余隙容积，余隙容积 V_c 与气缸工作容积 V_s 之比，称为相对余隙容积 c。

二、容积效率

压缩机的容积效率，反映实际工作过程中存在的诸多因素对压缩机输气量的影响，常用容积系数 λ_v、压力系数 λ_p、温度系数 λ_T、密封系数 λ_l 的乘积来表示，即

$$\eta_v=\lambda_v\lambda_P\lambda_T\lambda_l \tag{2-1}$$

(1) 容积系数　反映压缩机中余隙容积的存在对压缩机输气量的影响。由于余隙容积的存在，工作过程中出现了膨胀过程，占据一定的气缸工作容积，使部分活塞行程失去了吸气作用，导致压缩机吸气量的减少，即压缩机的实际输气量的减少。

由理论分析和推导可知，容积系数 λ_v 可以表示为：

$$\lambda_v=1-c\left[\left(\frac{p_d+\Delta p_d}{p_s}\right)^{\frac{1}{m}}-1\right] \tag{2-2}$$

式中　c——相对余隙容积；

m——膨胀过程指数；

p_d——排气压力，MPa；

Δp_d——排气压力损失，MPa；

p_s——吸气压力，MPa。

由式(2-2)可以看出，影响 λ_v 数值的因素有相对余隙容积 c、压缩比 p_d/p_s，膨胀过程指数 m 及排气压力损失 Δp_d。一般对氨压缩机，$m=1.10\sim1.15$；对氟利昂压缩机，$m=0.95\sim1.05$。排气压力损失与气阀结构及流动阻力有关，对氨压缩机，一般取 $\Delta p_d=(0.05\sim0.07)p_d$，对氟利昂压缩机则取 $\Delta p_d=(0.1\sim0.15)p_d$。

(2) 压力系数　反映吸气压力损失对压缩机输气量的影响。在吸气过程中，由于吸气阀开启时要克服气阀弹簧力，以及气体流过气阀时，由于通道截面较小，流动速度较高，故产生一定的流动阻力，使吸气过程中气缸内气体的压力恒低于吸入管中的压力，即吸气压力 p_s，致使压缩机的实际吸气量减少。λ_p 可表示为：

$$\lambda_p=1-\left(\frac{1-c}{\lambda_v}\times\frac{\Delta p_s}{p_s}\right) \tag{2-3}$$

式中　Δp_s——吸气压力损失，MPa。

通常对氨压缩机，$\Delta p_s/p_s$ 取 0.03～0.05；对氟利昂压缩机，$\Delta p_s/p_s$ 取 0.05～0.1。

(3) 温度系数　反映气体在吸气过程中被加热温度升高对输气量的影响。吸入气体在

吸气过程中，不断地受到所接触壁面的加热作用，使吸入气体的温度升高，比容增大，从而使吸入气体量减少。

吸入气体和其接触壁面的热交换过程是非常复杂的，它与制冷剂的种类、压力比、气缸尺寸、压缩机转速及气缸冷却状况等因素有关。λ_T 通常用经验公式计算。对于开启式压缩机有：

$$\lambda_T=\frac{T_e}{T_c} \tag{2-4}$$

式中 T_e——蒸发温度，K；

T_c——冷凝温度，K。

对于封闭式制冷压缩机有：

$$\lambda_T=\frac{T_s}{aT_c+b\theta} \tag{2-5}$$

式中 T_s——吸气温度，K；

T_c——冷凝温度，K；

θ——蒸气在吸气管道中的过热度，$\theta=T_s-T_e$，K；

a——压缩机的温度随冷凝温度而变化的系数，$a=1.0\sim1.15$，随压缩机尺寸的减少，a 值趋近于 1.15；

b——表示容积损失与压缩机对周围空气散热的关系，$b=0.25\sim0.8$，制冷量越大，压缩机壳体外空气作自由运动时，b 值取较大值。

(4) 密封系数 反映压缩机工作过程中由于泄漏而引起的对输气量的影响。压缩机的泄漏主要是由于活塞环与气缸壁面之间的密封不严，吸排气阀关闭不及时或不严密，造成制冷剂蒸气从高压侧泄漏到低压侧，从而引起输气量的下降。

泄漏量的大小与压缩机的制造质量、磨损程度、气阀设计、压力差大小等因素有关。对开启式压缩机，$\lambda_l=0.97\sim0.99$；对封闭式压缩机，高温工况时，$\lambda_l=0.95$；中温工况时，$\lambda_l=0.90$；低温工况时，$\lambda_l=0.85$。

对于高速多缸压缩机的容积效率，可由上述 4 个系数的乘积求出，也可由试验结果整理出来的经验公式求出。例如，日本的木村亥之助推荐的经验公式(简称木村公式)如下：

转速大于 720r/min，$c=3\%\sim4\%$时

$$\lambda=0.94-0.085\left[\left(\frac{p_c}{p_e}\right)^{\frac{1}{n}}-1\right] \tag{2-6}$$

三、功率和效率

压缩机实际工作过程与理想工作过程的区别，也影响到它的功耗。如吸排气时的压力损失、运动机械的摩擦、压缩过程偏离等熵过程等，均使压缩机的功耗增大。下面分析影响活塞压缩机功耗的各种因素，从中找出提高效率的途径。

1. *指示功率与指示效率*

影响活塞压缩机指示功率和指示效率的因素有压力比、吸排气过程的压力损失、相对余隙容积、吸气预热程度及制冷剂泄漏等。指示效率常通过试验或经验公式求得。

对于开启式压缩机，η_i 可用的经验公式为：

$$\eta_i=\lambda_T+bt_e \quad (2\text{-}7)$$

式中　λ_T——温度系数；

t_e——蒸发温度，℃；

b——系数，对于立式氨压缩机 $b=0.001$，对于立式氟利昂压缩机 $b=0.0025$。

压缩机的指示效率也可由图 2-3 查取。

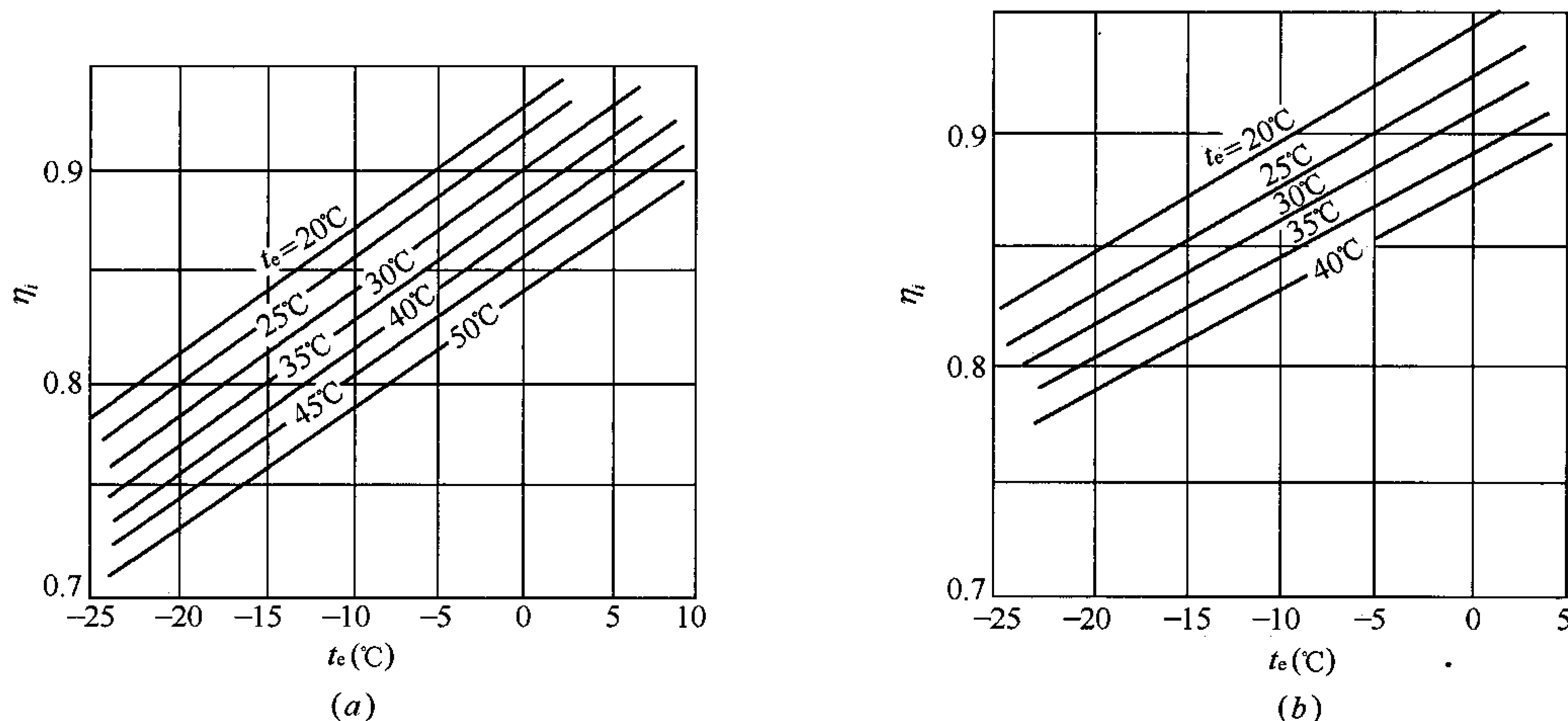


图 2-3　制冷压缩机的指示效率

(a)NH_3；(b)R22

2. 摩擦功率与机械效率

摩擦功率主要有往复摩擦功率（活塞、活塞环与气缸壁间的摩擦损失）和旋转摩擦功率（轴承、轴封的摩擦损失及驱动润滑油泵的功率）组成，前者约占 60%～70%，后者占 30%～40%。

试验证明，摩擦功率与压缩机的结构、润滑油的温度及转速有关，几乎与压缩机的运行工况无关。摩擦功率可以通过测定空载下压缩机的轴功率求得，也可以通过机械效率来计算。制冷压缩机的机械效率一般在 0.75～0.9 之间。图 2-4 示出机械效率 η_m 与压力比 之间的关系曲线。由图可见，η_m 随 ε 的增加而下降。这是因为 ε 增大，指示功率减少而摩擦功率几乎保持不变，从而导致 η_m 下降。

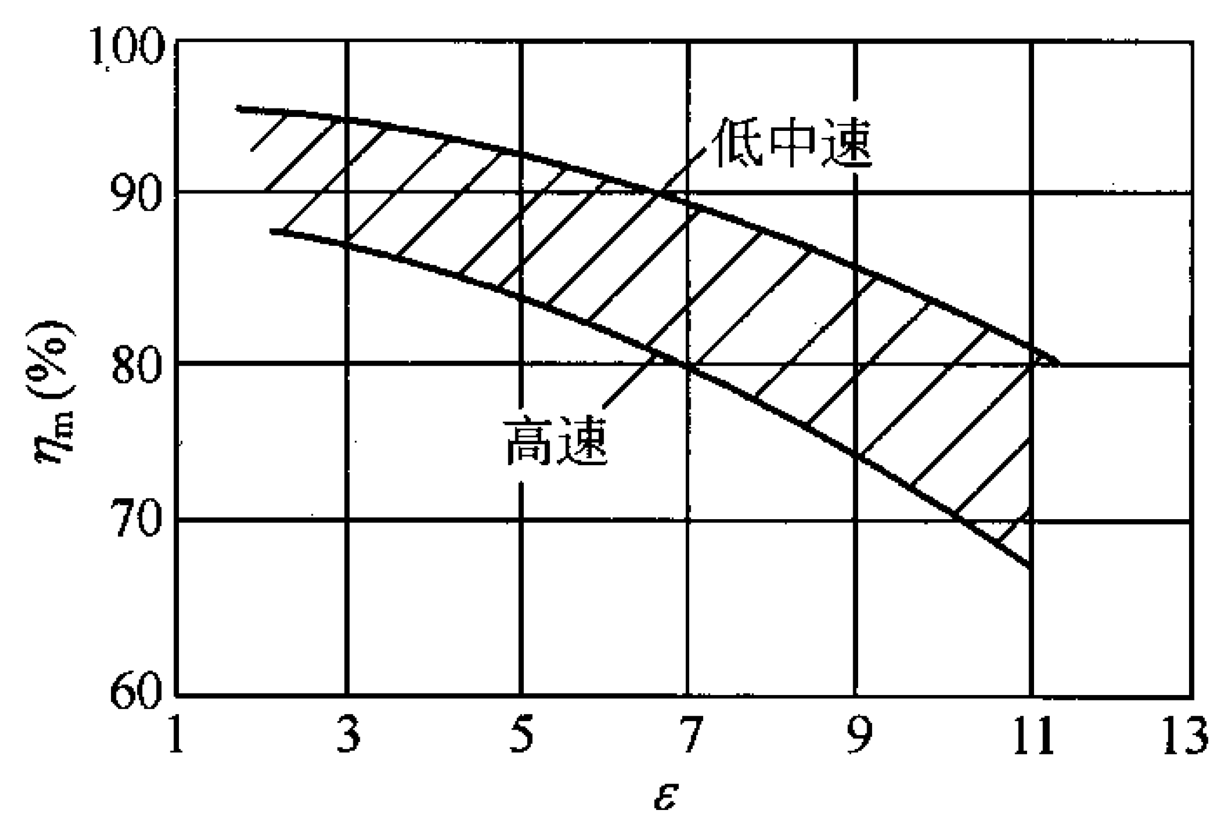


图 2-4　机械效率 η_m 与压力比 ε 之间的关系

压缩机的轴效率 η_e，即指示效率 η_i 与机械效率 η_m 的乘积，一般在 0.6～0.7 之间。

3. 电动机功率

确定制冷压缩机所配用的电动机轴功率时，还应考虑到压缩机与电动机之间的连接方式及压缩机的类型。对于开启式压缩机，如用带轮连接时，应考虑传动效率。如用联轴器直接传动时，则不必考虑传动效率。对于封闭式压缩机，因电动机与压缩机共用一根轴，也不必考虑传动效率问题。

制冷压缩机所需要的轴功率是随工况的变化而变化的，选配电动机功率时应考虑到这

一因素。如果压缩机本身带有能量卸载装置，可以空载启动，则电动机的轴功率可按运行工况下的轴功率，再考虑适当裕量(10%～15%)选配。

四、双级压缩

当制冷(热泵)机组需要维持较大的温度差，即蒸发温度与冷凝温度的相差较大时，压缩机承受的压力比就比较大，这时需要采用分级压缩，普通制冷范围内多采用双级。分级压缩并辅以级间冷却，可以使整个压缩过程向等温过程线靠近，达到提高容积效率、节省指示功率、降低排气温度的目的，同时也使活塞承受的气体压差力显著降低。

有两种方法实现双级压缩：(1)双机双级压缩；(2)单机双级压缩。不同的方法有不同的容积效率定义。

(1) 双机双级压缩的容积效率　其容积效率的定义与单级压缩机相同。用双机完成双级压缩时，中间压力有最佳值，或近似地用下式确定：

$$p_{int}=\sqrt{p_0 p_k} \tag{2-8}$$

式中　p_{int}——中间压力，MPa；

p_0——蒸发压力，MPa；

p_k——冷凝压力，MPa。

用中间温度计算中间压力时，采用的计算公式为：

$$T_{int}=\sqrt{T_0 T_k} \tag{2-9}$$

式中　T_{int}——中间温度，K；

T_0——蒸发温度，K；

T_k——冷凝温度，K。

按 T_{int}确定的饱和压力即为中间压力。

对于双级压缩的每一级，其容积效率的计算方法与前述单级压缩机的容积效率计算方法相同。也可用经验公式计算。例如：对于高压级，容积效率 η_{vh}为：

$$\eta_{vh}=0.94-0.085[(p_k/p_{int})^{\frac{1}{n}}-1] \tag{2-10}$$

对于低压级，容积效率 η_{vl}为：

$$\eta_{vl}=0.94-0.085\left[\left(\frac{p_{int}}{p_0-0.1}\right)^{\frac{1}{n}}-1\right] \tag{2-11}$$

式中　n——压缩过程多变指数。对于 NH_3，n=1.28；对于 R22，n=1.18。

(2) 单机双级压缩的容积效率　两级压缩机的中间压力数值与压缩机的结构有关。对于单机双级压缩的制冷压缩机，其高压级气缸与低压级气缸在同一台压缩机上。例如，一台有 6 个气缸的两级压缩机，4 个气缸用于低压级，2 个用于高压级。来自冷凝器的部分制冷剂液体节流至中间压力后，与来自低压级的高温排气混合，将高温排气冷却后进入高压级。对于单机双级压缩机，在确定其容积效率时，压缩机的工作容积仍按 6 缸计算，以便与具有同样尺寸和转速的 6 缸单级压缩机比较时，有可比性。按此观点求得的单机双级压缩机的容积效率称为可比的容积效率或总容积效率，仍用 η_v 表示。按此定义有：

$$\eta_v=q_{ma}/q_{mt} \tag{2-12}$$

式中　q_{ma}——实际输气量，kg/s；

q_{mt}——按全部气缸求得的理论输气量，kg/s。

试验表明：上述单机双级压缩机可比的容积效率在压力比上升时，起初几乎不变，至压力比达到相当高的数值时，才开始较明显地下降。而单级压缩机的容积效率随压力比的增加，几乎呈直线下降。

第三节　驱动机构与气缸布置方式

一、驱动机构

1. 曲柄—连杆机构

曲柄—连杆机构的作用是将曲柄的旋转运动转变成活塞的往复运动，实现压缩机的工作循环。曲柄—连杆机构包含的部件为：活塞组、连杆和曲轴。

(1) 活塞组　活塞组的结构与压缩机的结构有密切的关系。一种常见的活塞组如图 2-5 所示。活塞通过活塞销与连杆相连，其侧向力直接作用在活塞组上，因此活塞上必须设置足够的承压面，活塞有较长的轴向尺寸而呈筒形结构。

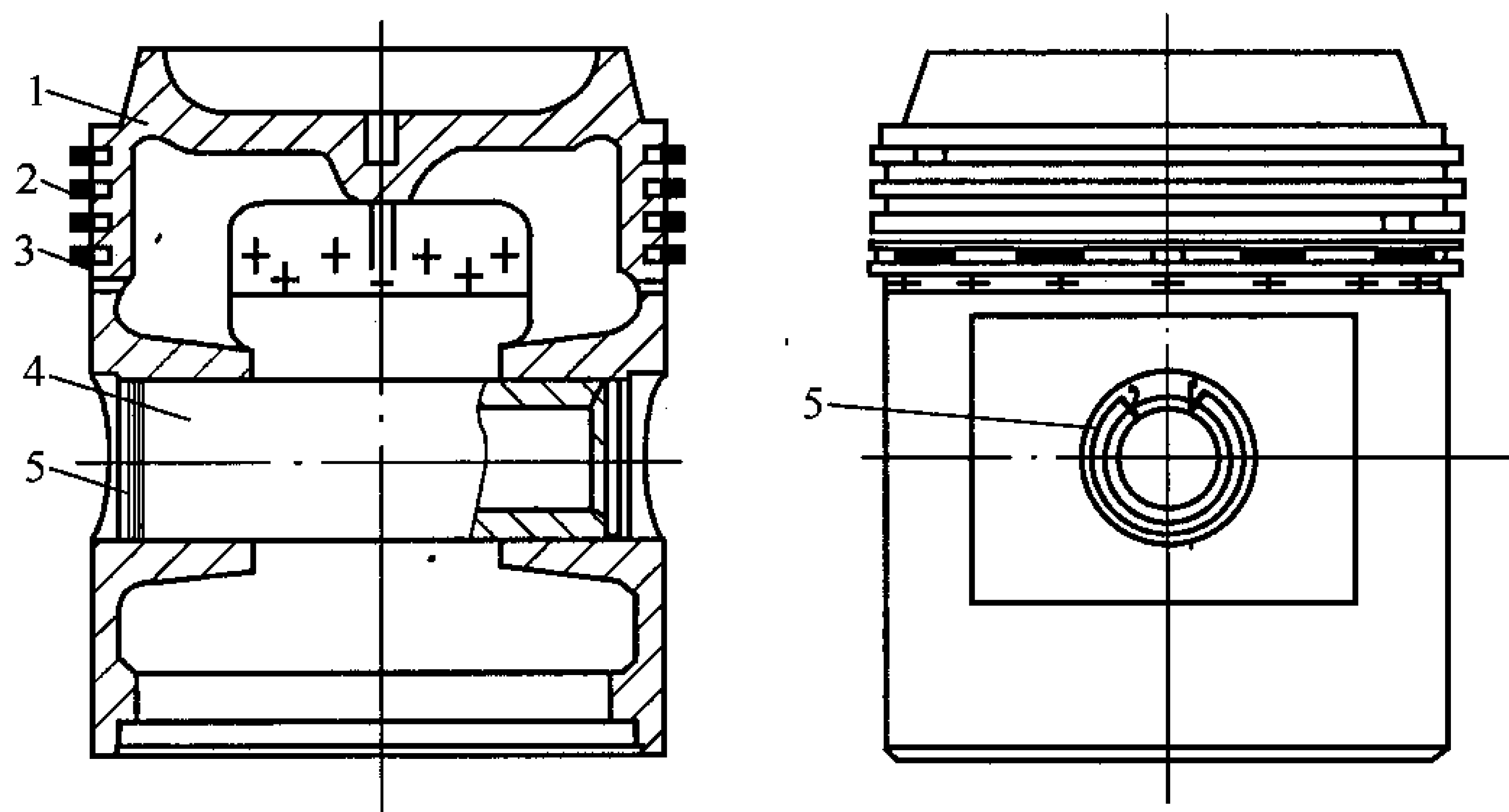


图 2-5　筒形活塞组

1—活塞；2—气环；3—油环；4—活塞销；5—弹簧挡圈

(2) 连杆　连杆按其大头的结构可分为剖分式连杆和整体式连杆两种(图 2-6 和图2-7)。剖分式连杆用于曲拐轴结构，其大头与曲柄销装配时用连杆螺栓紧固；整体式连杆用于偏心曲轴结构。由于偏心曲轴结构的行程是偏心轴颈偏心距的两倍，因而限制了整体式连杆只能用于小型制冷压缩机中，否则会因偏心轴颈直径太大而导致曲轴和连杆大头尺寸太大。整体式连杆结构简单，便于安装。剖分式连杆因与曲拐轴的曲柄销配合，故可用于行程较长的制冷压缩机，连杆大头中镶有薄壁轴瓦。为了提高其耐磨性，轴瓦上有一层耐磨合金。

(3) 曲轴　原动机通过曲轴将力传送至活塞。曲轴有三种基本形式：1)曲柄轴(图 2-8(*a*))。它由主轴颈、曲柄和曲柄销三部分组成。因为只有一个主轴承，因而曲轴比较短，但系悬臂支承结构，只宜承受很小的载荷，用于功率很小的制冷压缩机。2)偏心轴(图 2-8(*b*)、(*c*))。图 2-8(*b*)仅有一个偏心轴颈，只能驱动单缸压缩机，此时压缩机的往复惯性力无法平衡，振动较大。图 2-8(*c*)有两个方位相差 180°的偏心轴颈，用于有两个气缸的压缩机上。偏心轴曲轴用于小型压缩机，与之相配的连杆大多数是铝合金连杆。3)曲拐轴

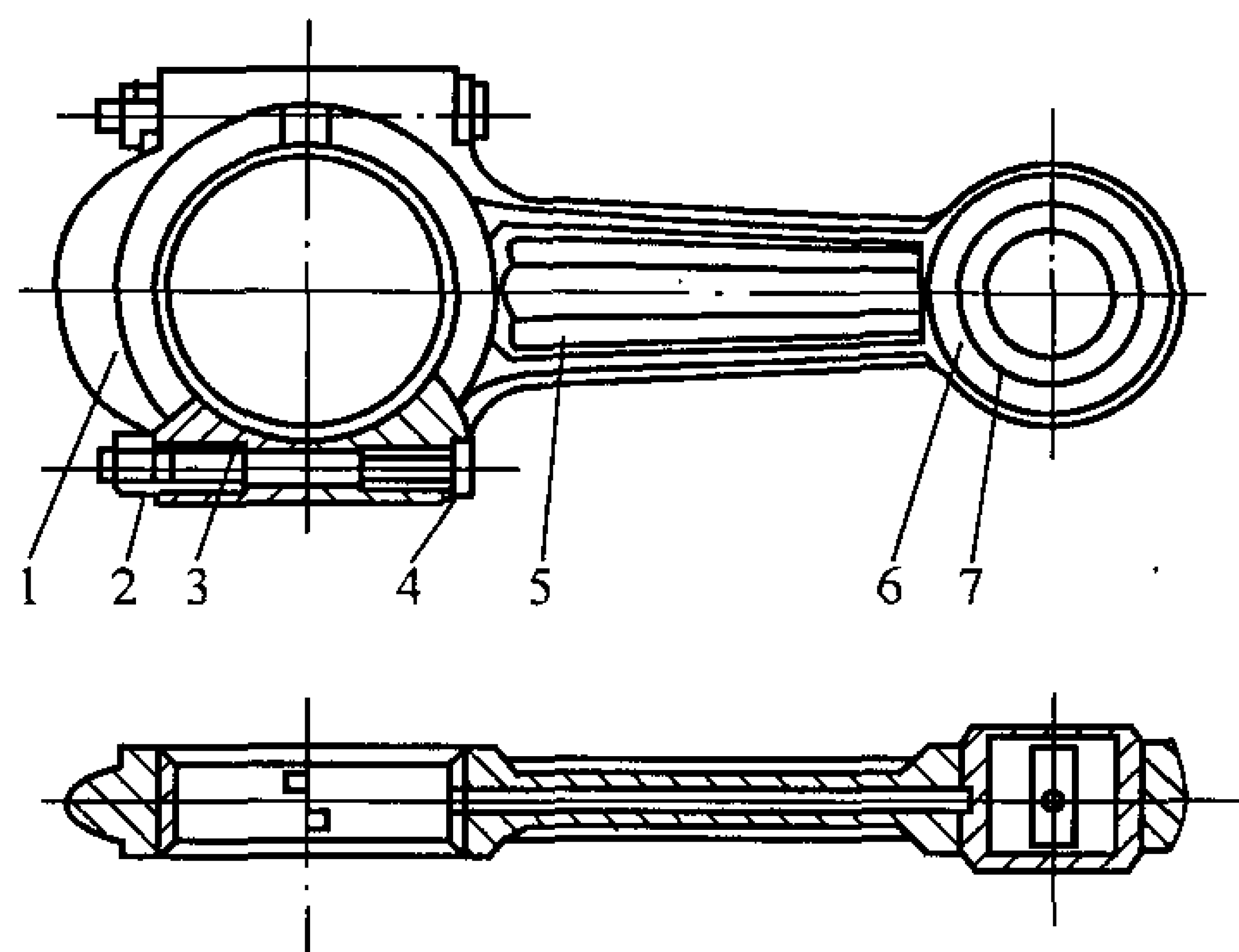


图 2-6 剖分式连杆

1—大头盖；2—连杆螺母；3—大头轴瓦；4—连杆螺栓；5—连杆体；6—连杆小头；7—小头衬套

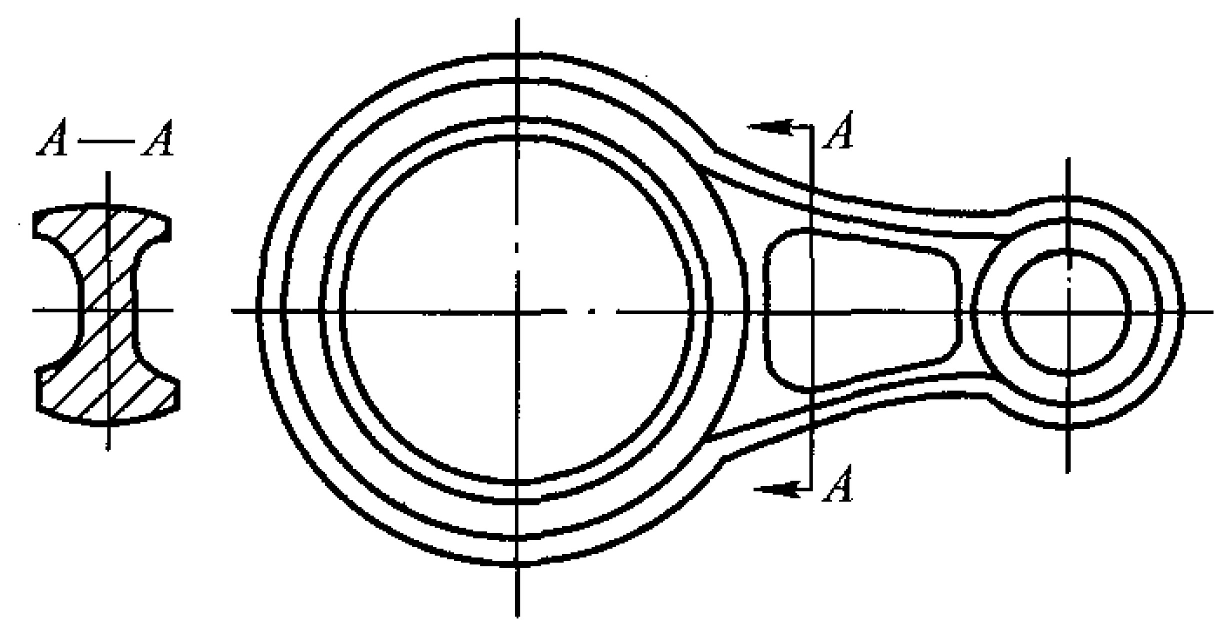


图 2-7 整体式连杆

(图 2-8(d))。因具有曲拐，故可用于较大行程的压缩机中，图中两个曲柄销共用两个支承，这样的结构虽对刚度不利，但可以缩短曲轴的长度，使压缩机的结构紧凑。

2. 曲柄—滑块机构(滑管式和滑槽式)

滑管式压缩机广泛用于各种家用制冷设备(如冰箱)中，其优点是结构简单、尺寸紧凑，但不能承受大的载荷。近年来，按十字型布置的滑槽式驱动机构得到人们的重视，且有扩展到制冷压缩机领域以外，延伸到高压无油润滑压缩机之趋势。

(1) 滑管式驱动机构 这种驱动机构常见于小型全封闭式制冷压缩机。驱动机构中无连杆，曲轴为曲柄轴(图 2-8(a))。图 2-9 为滑管式驱动机构的剖示图。曲柄轴旋转时，曲柄销带动滑块作垂直方向和水平方向的运动，因为受到滑管的约束，滑块不能绕曲柄销中心线转动。滑块在垂直方向的运动传递给滑管，进而传递给活塞，使其作垂直方向的往复运动，完成气缸内的工作过程。滑块在水平方向的运动，通过滑块与滑管之间的相对运动使滑管仍然保持在水平方向的位置。由于无连杆，滑管式驱动机构结构简单、紧凑，对于

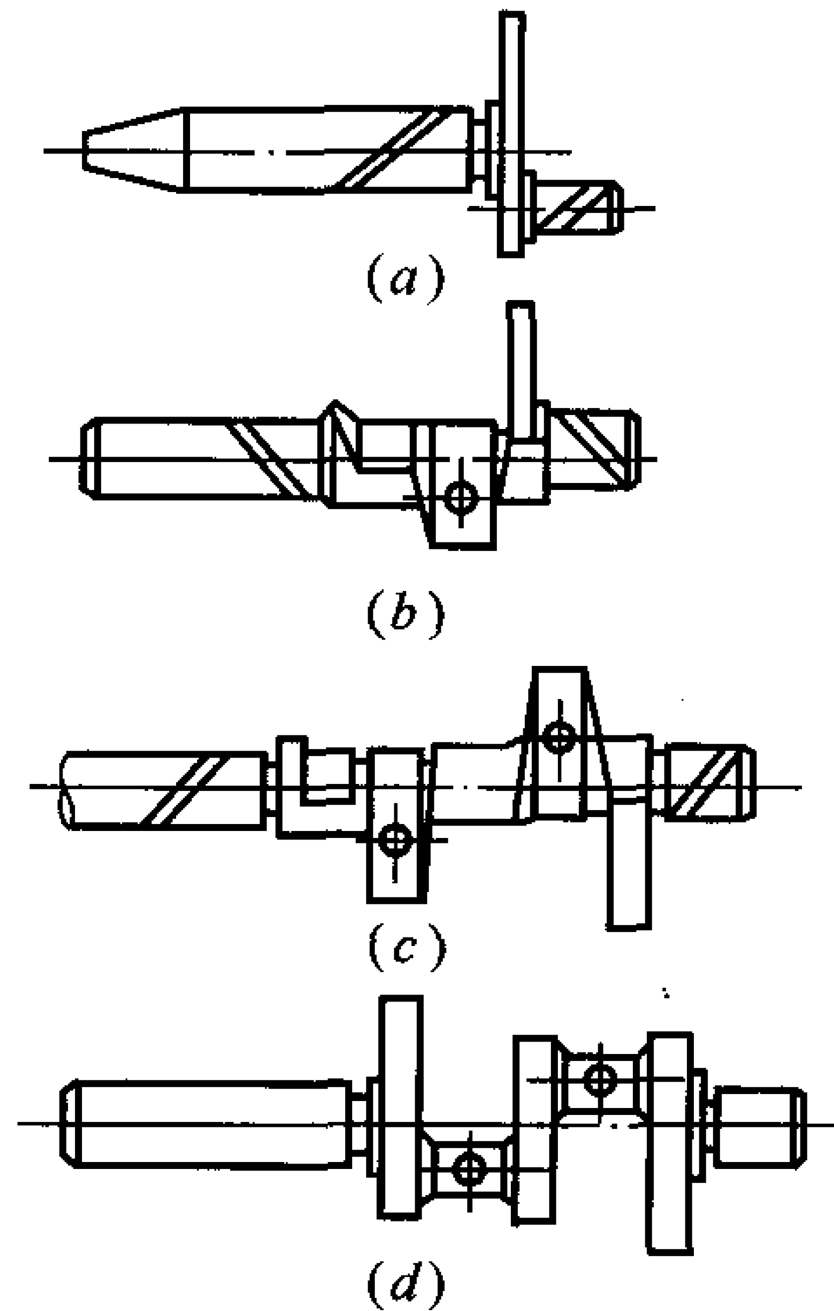


图 2-8 曲轴的基本结构形式

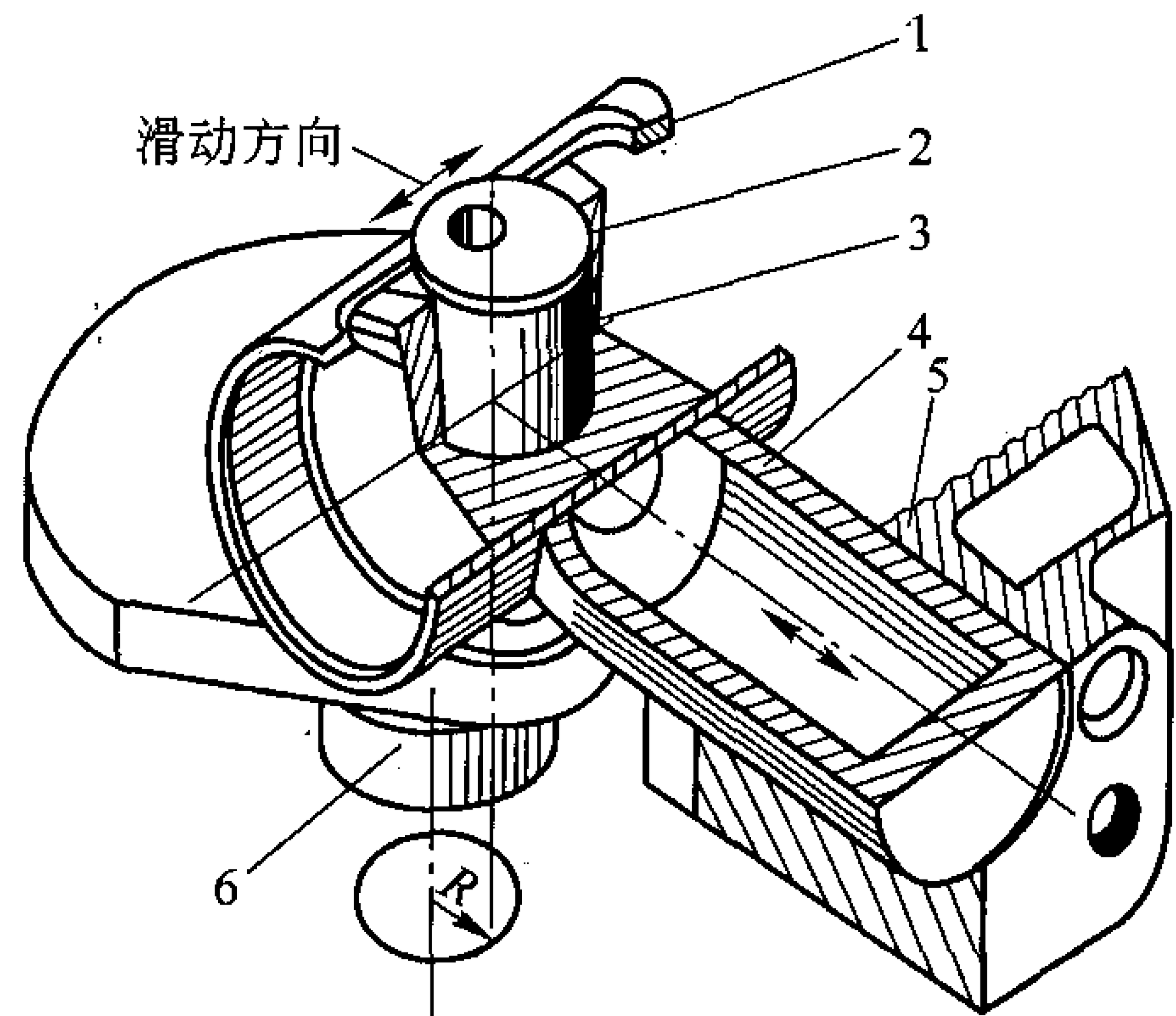


图 2-9 滑管式驱动机构

1—滑管；2—滑块；3—曲柄销；4—活塞；5—气缸；6—曲柄轴

加工和装配是十分有利的。

(2) 滑槽式驱动机构　滑槽式驱动机构也是一种无连杆的活塞压缩机驱动机构，其工作原理如图 2-10 所示。图中的止转框架相当于滑管式驱动机构中的滑管，但止转框架上的滑槽表面为平面，因而在滑槽中滑动的滑块表面也是平面，而非滑管式中的圆柱表面。图中所示的滑槽式驱动机构拖动的活塞有 4 个，每个止转框架的两侧装 2 个，构成对置式。两个止转框架相互垂直。

图 2-10　滑槽式驱动机构示意图
1—曲轴；2—曲柄销；3—滑块；
4—止转框架；5—活塞杆

当曲轴转动时，曲柄销带动滑块运动，因为止转框架与活塞刚性地连接在一起，只能在活塞中心线的方向运动，从而限制滑块只能作垂直方向和水平方向的运动而不能转动，这一点与滑管式驱动机构中滑块的运动是相同的。曲轴旋转使活塞往复运动，完成压缩机的工作循环。

3. 斜盘式驱动机构

斜盘压缩机活塞的往复运动是靠一个固定在主轴上的斜盘来驱动，因此而得名。在曲柄连杆机构中，活塞的运动是沿着与驱动轴中心线垂直方向进行的，而在斜盘压缩机中，活塞往复运动的方向却是与驱动轴中心线平行，因而也称其为轴向活塞压缩机。

斜盘压缩机仍属往复活塞压缩机。按斜盘与活塞的结合方式，分为旋转斜盘式和摆动斜盘式两种。

(1) 旋转斜盘式(Swash Plate) 简称斜盘式，如图 2-11(a)所示。旋转斜盘 2 固定在主轴 1 上，双向作用的活塞 3 通过滑履 4 及钢珠嵌在斜盘的四周。当主轴带动斜盘旋转时，滑履沿固定的轨迹在斜盘上滑动，随着滑履在斜盘上位置的改变，通过钢球推动活塞在气缸内作往复运动，从而完成压缩机的工作过程。

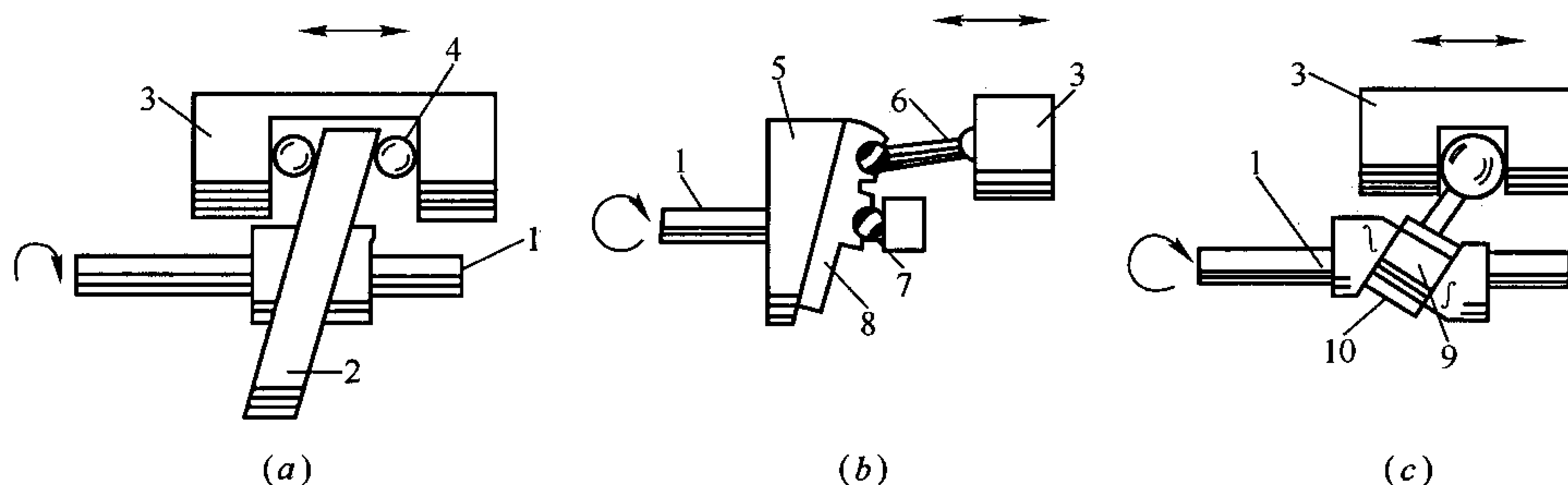


图 2-11　斜盘式驱动机构示意
(a)旋转斜盘；(b)摆动斜盘；(c)Z 形轴结构
1—主轴；2—斜盘；3—活塞；4—滑履；5—斜转体；6—双球头连杆；
7—定位钢球；8—摆盘；9—Z 形轴；10—连杆

(2) 摆动斜盘式(Wobble Plate) 简称摆盘式，如图 2-11(b)所示。带有斜面的斜转体 5 固定在主轴 1 上，摆盘 8 靠在斜转体的斜面上，形成一定的倾角，且通过双球头连杆 6 与

活塞 3 铰接，气缸均布在摆盘的同一侧，原动机驱动主轴及斜转体推动摆盘摆动，通过连杆带动活塞在气缸内运动，从而完成了压缩机的工作过程。

作为轴向活塞压缩机还有如图 2-11(*c*)所示的 Z 形轴结构。Z 形轴 9 作回转运动，带动连杆 10 左右摆动，从而驱动活塞作往复运动，但这种结构目前很少使用。

二、气缸布置方式

由于压缩机的工作条件不同，因而产生了各种不同的压缩机气缸布置方式。每种布置方式有其合理的应用场合。按气缸所处的位置，可将其布置方式分为卧式和立式、角度式、十字式三大类。

(1) 卧式和立式布置　此时气缸处于平卧状态(图 2-12(*a*)、(*b*))和直立状态(图2-12(*c*))。图 2-12(*a*)所示的卧式布置称为对称平衡式，用于大型制冷压缩机。

卧式布置的另一种形式(图 2-12(*b*))在小型全封闭式制冷压缩机中应用广泛。小型全封闭式制冷压缩机的曲轴也是电动机的主轴。电动机与曲轴的这一配合方式使气缸中心线必须与电动机的中心线相垂直。当电动机垂直安置时，气缸处于水平位置，即气缸为卧式布置。

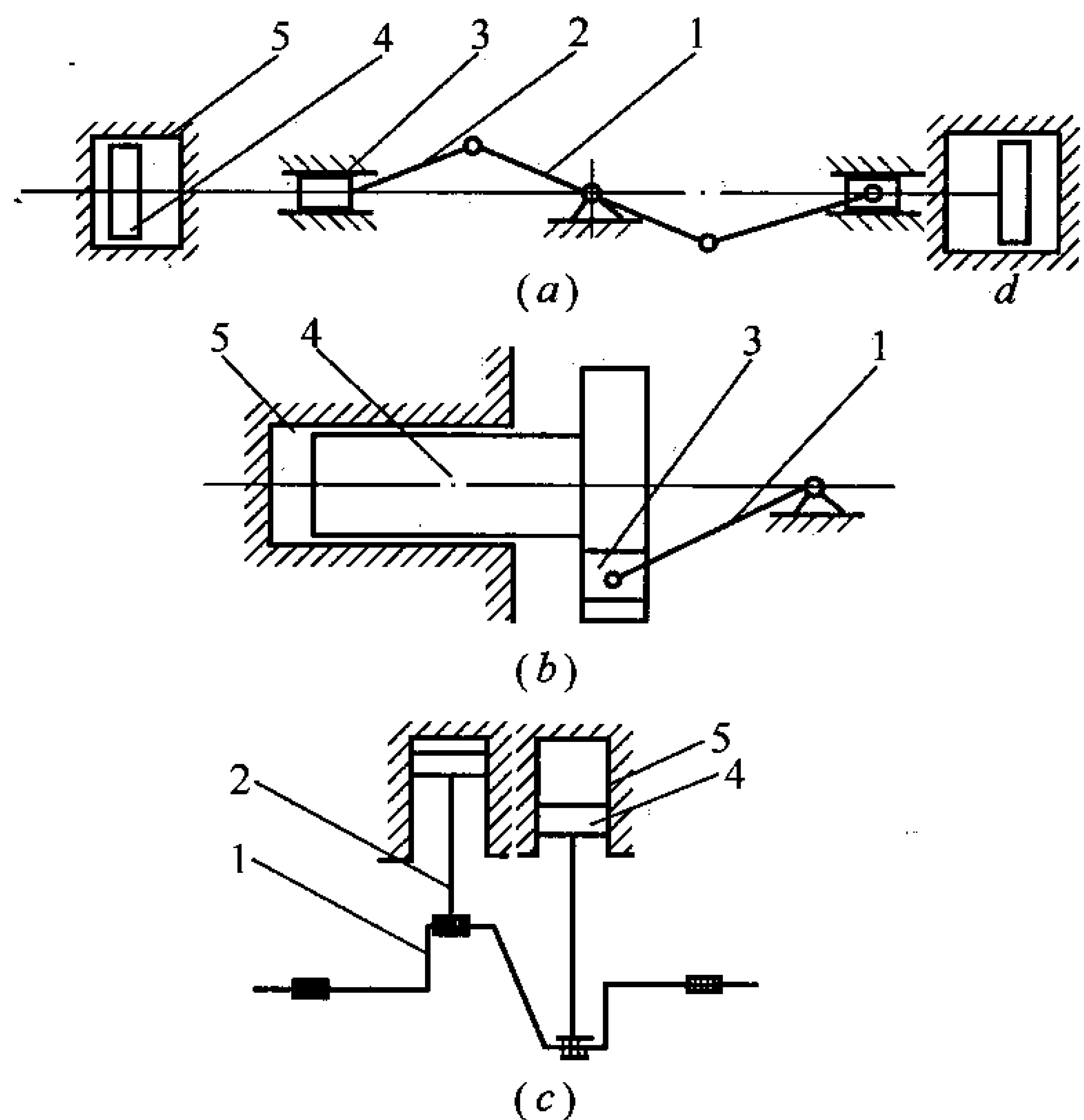


图 2-12　卧式和立式的气缸布置

(*a*)对称平衡式；(*b*)滑管卧式；(*c*)两缸立式

1—曲轴；2—连杆；3—滑块；4—活塞；5—气缸

立式布置的气缸主要为两缸立式布置(图 2-12(*c*))。因为单缸立式压缩机的往复惯性力不能平衡，使压缩机振动较大，因而除少数场合(如要求压缩机尺寸很小)外，已不被采用。两缸立式布置的压缩机因其两个曲柄销相差 180°，故往复惯性力得到较好的平衡。但因两个气缸并列，两根连杆不可能共用一个曲柄销，所以曲轴的刚度较差，只适用于制冷量较小的压缩机。例如：半封闭式制冷压缩机中，立式两缸布置用的很多。

(2) 角度式布置　多缸压缩机的气缸采用图 2-13 所示的布置方式。分别取名为 V 形

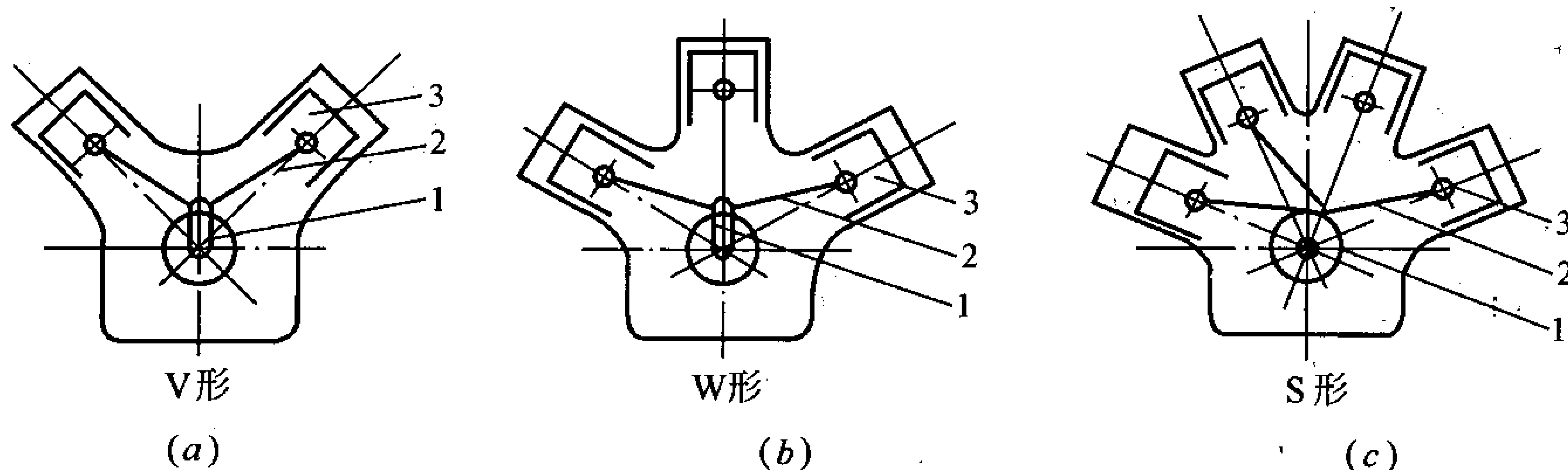


图 2-13　角度式布置

(*a*)对称平衡式；(*b*)滑管卧式；(*c*)两缸立式

1—曲轴；2—连杆；3—活塞

(2缸)、W形(3缸)和扇形(4缸S形)。图2-13中，各种形式的压缩机，其连杆共用一个曲柄销，因而减少了沿曲轴轴向的长度和相应的机器长度。气缸的角度式布置也使机器的高度尺寸和宽度尺寸均比较合理，不致出现垂直方向尺寸与水平方向尺寸不协调的缺点。只要适当地配置平衡重，即可使惯性力基本平衡，如果曲轴上有两个方向相差180°的曲柄销，V形、W形和S形压缩机的气缸数就能增加一倍，成为4缸、6缸和8缸的压缩机，因而角度式布置的压缩机特别适宜于高转速、多气缸的结构，在制冷装置中广泛应用。

(3) 十字形布置　压缩机的四个气缸沿曲轴轴颈径向呈十字形分布，且采用滑槽式驱动机构(图2-14)。上述角度式压缩机也可以将4气缸结构压缩机的4个气缸布置成十字形，但角度式压缩机需要用连杆将曲轴的旋转运动转变为活塞的往复运动，而这里所说的十字形布置(图2-14)是不需要连杆的，因而结构简单、紧凑。再加上在分析十字形布置所用的滑槽式驱动机构时指出的一系列优点，使图2-14所示的十字形布置受到人们的重视，已开发出一些性能很好的产品。

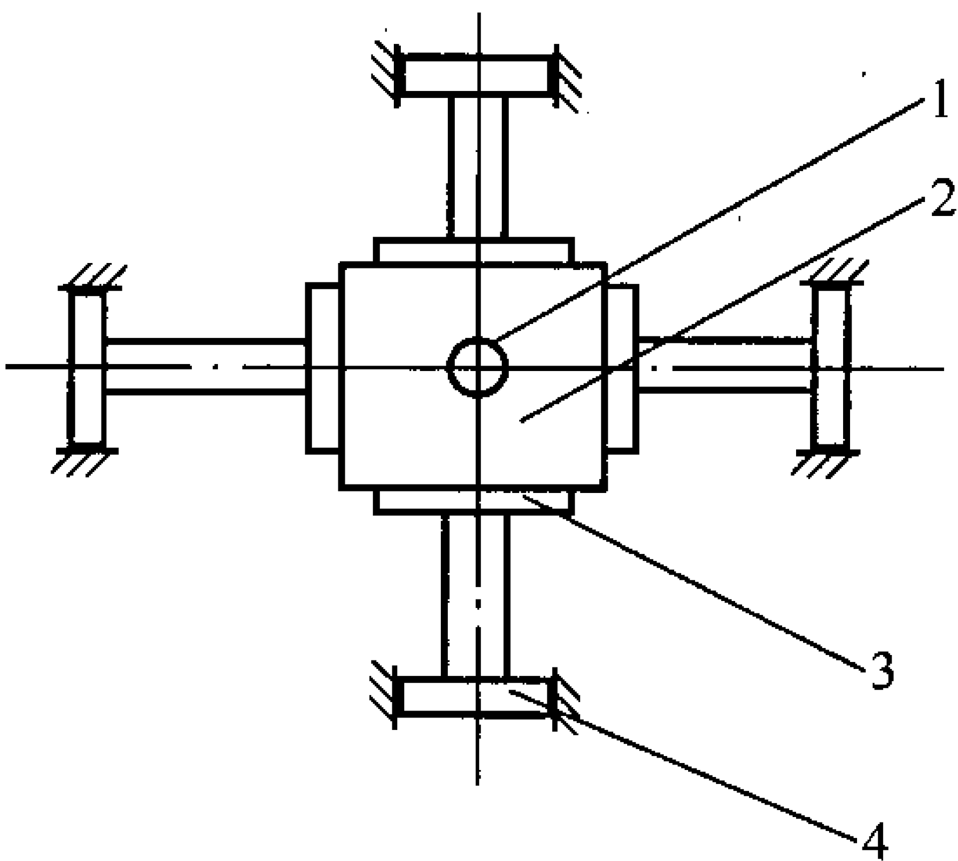


图2-14　气缸的十字形布置

1—偏心轴颈；2—滑块；3—滑槽；4—活塞

第四节　运行界限和运行的平衡点

一、运行特性曲线

制冷压缩机的运行特性是指在规定的工作范围内运行时，压缩机的制冷量和功率随工况变化的关系。从制冷循环分析可知：制冷量Q_0随蒸发温度的降低而降低，随冷凝温度的升高而降低。输入功率随冷凝温度的升高而升高，随蒸发温度变化而变化的规律则比较复杂。

对于某一冷凝压力(或冷凝温度)，理论循环的指示功率P_{ts}随蒸发压力(或蒸发温度)的变化，首先是随蒸发压力的降低而升高，以后随蒸发压力的降低而降低。

按运行特性绘制的曲线称为运行特性曲线。每张运行曲线图上有两组曲线，一组为输入功率(P_{el}或P_e或P_i)，另一组为制冷量，据此可求得不同工况下的制冷量和输入功率。图2-15表示一台制冷压缩机的运行曲线。冷凝器的排热量等于制冷量和指示功率之和(忽略压缩机壳体及连接管道与外界的热交换)；性

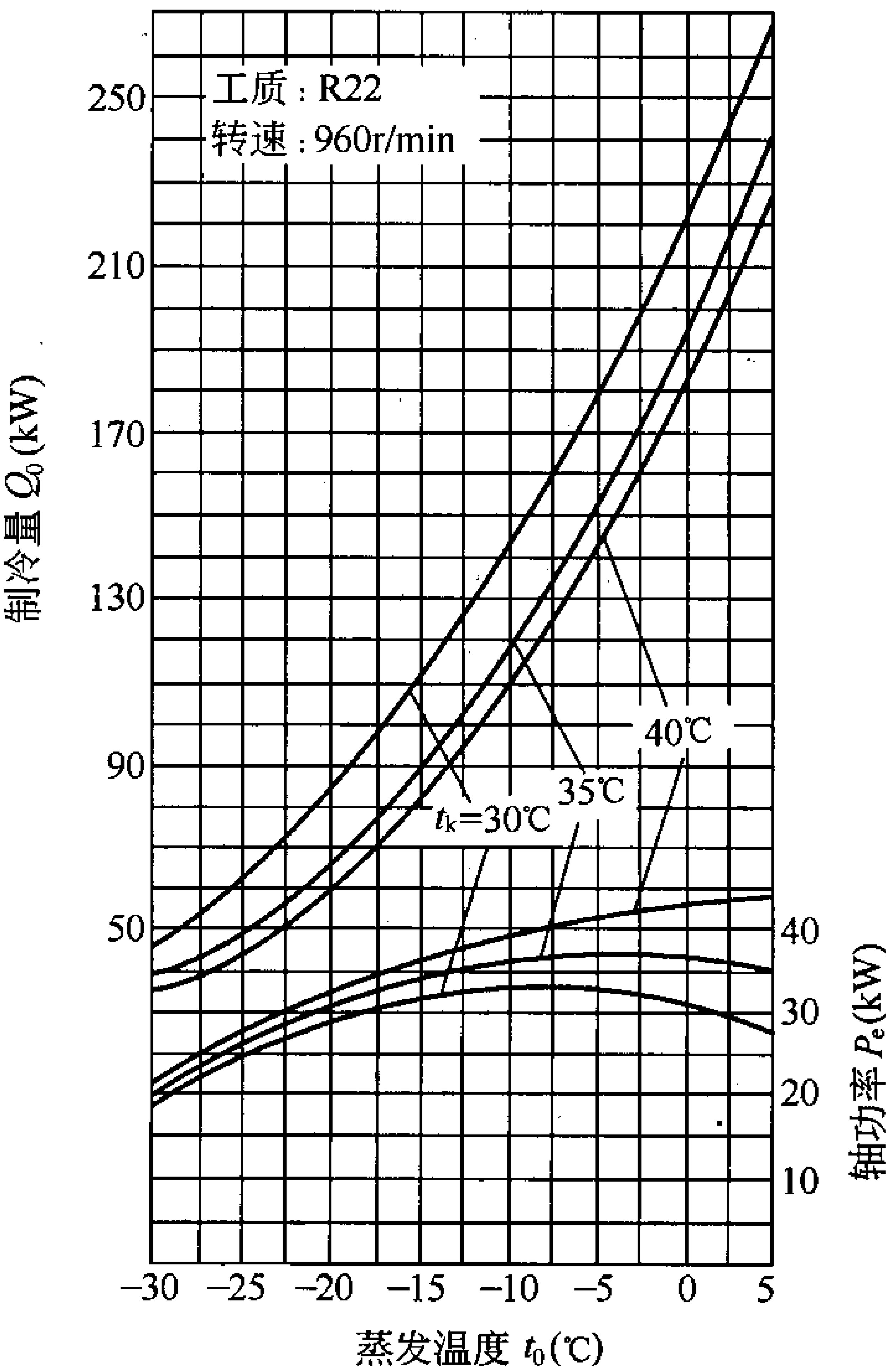


图2-15　单级制冷压缩机的运行特性曲线

能系数为制冷量与输入功率比值。二者均可从相应的运行特性曲线求得。

二、运行界限

运行界限是压缩机运行时蒸发温度和冷凝温度的界限，图 2-16 示出制冷剂为 R22、R134a 和 R404A(或 R507)的单级半封闭式压缩机的运行界限。采用 1 型电动机的制冷压缩机有更宽广的运行界限。由于制冷剂的热物理性质的区别，运行界限中的冷凝温度和蒸发温度的范围也不相同，以 R134a 的冷凝温度为最高(80℃)，R22 次之(63℃)R404A 和 R507 最低(55℃)。但就最低蒸发温度而言，R404A、R507 和 R22 的最低蒸发温度又低于 R134a。

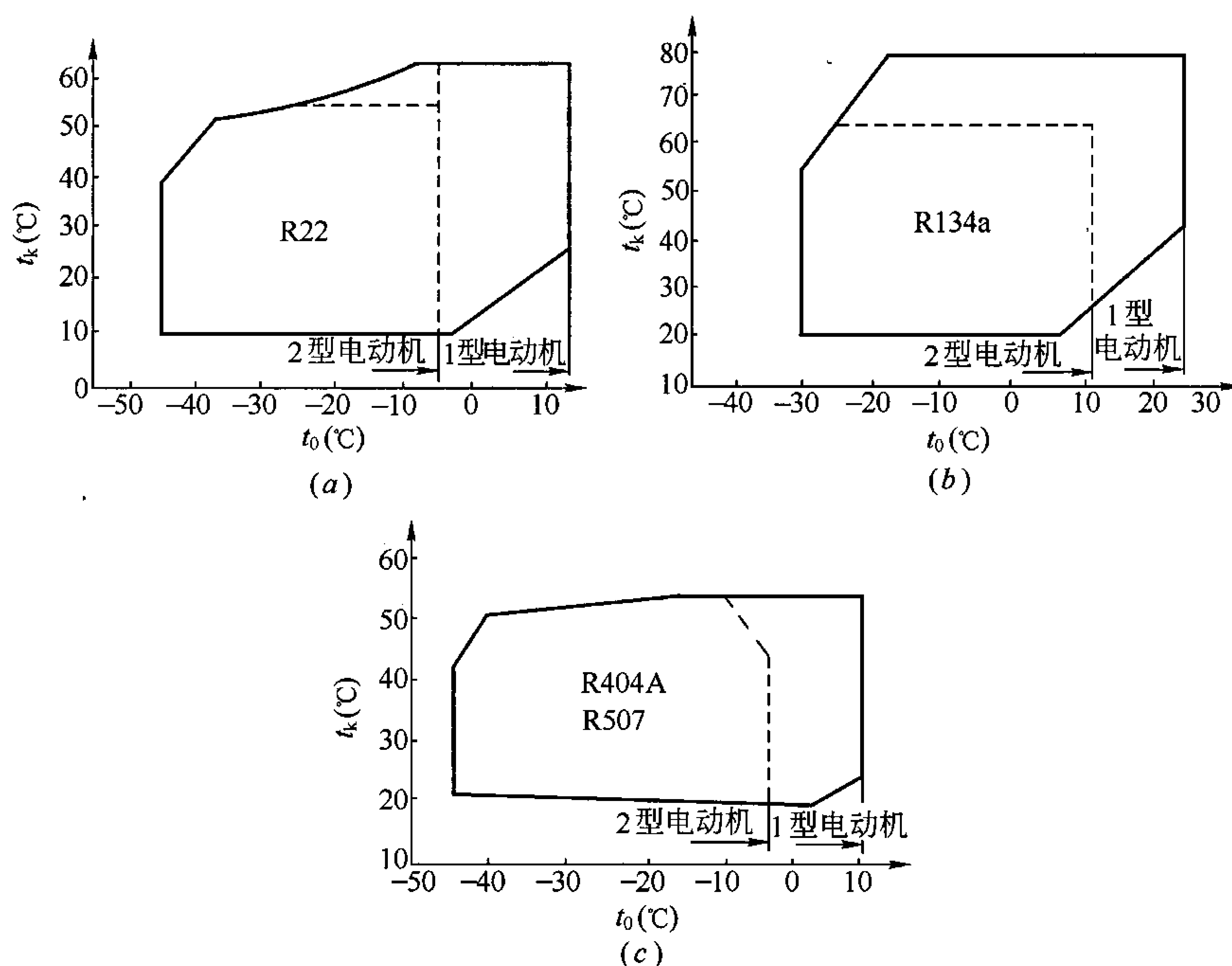


图 2-16 单级半封闭式制冷压缩机的运行界限

(a)R22 工质；(b)R134a 工质；(c)R404A 和 R507 工质

受单级压缩机运行界限的限制，为达到更低的蒸发温度，需要用双级压缩机或复叠式压缩机。

三、制冷系统中压缩机的运行平衡点

压缩机运行特性曲线给出了不同冷凝温度和不同蒸发温度时压缩机的制冷量和输入功率。在画出运行特性曲线时，认为蒸发器、冷凝器以及节流元件能保证压缩机在规定的冷凝温度和蒸发温度范围内，以任意的 t_k 设定值和 t_0 设定值运行。但在制冷装置中，受蒸发器、冷凝器的结构、尺寸及工作条件(如风温、风速)的制约，t_k 和 t_0 并不能任意设定。例如：对于一台制冷装置，当用于冷却冷凝器中制冷剂的流体入口温度 t_α 及蒸发器中被冷却流体的入口温度 t_w 已定时，冷凝温度和蒸发温度即被确定。此时制冷装置达到了运行的平衡点，其制冷量和压缩机输入功率可按该运行平衡点以及对应的 t_k 和 t_0 从压缩机

运行曲线求得。

制冷装置的运行平衡点同时也是该装置中压缩机的运行平衡点。该平衡点需要描述压缩机、冷凝器和蒸发器的热力学特性的一组公式联立求解确定，也可用图解的方法联立求解。

1. 冷凝器—压缩机组的压缩机运行平衡点

将冷凝器—压缩机组的制冷量平衡线族叠加到压缩机运行特性曲线中的 Q_0 曲线上(图 2-17)，给定 t_a 和 t_0 后即可确定 Q_0、t_k，再根据压缩机运行特性曲线求出 Q_k 和 P_i。

当流体入口温度 $t_a=t_{a2}$，蒸发温度 $t_0=t_{01}$时，其压缩机运行平衡点由点 a 表示(图 2-17)，从图上求得的冷凝温度 $t_k=t_{k2}$，制冷量 $Q_0=Q_{01}$。再结合压缩机的运行特性曲线，求得对应于点 a 的压缩机排热量 Q_k 和压缩机输入功率 P_i。

2. 制冷系统中压缩机运行平衡点的确定

图 2-18 为制冷系统的制冷量平衡图，用于求制冷系统中压缩机的运行平衡点。图中包括冷凝器—压缩机组的制冷量平衡线族，压缩机运行特性曲线中的制冷量曲线族和蒸发器的制冷量曲线族。若已知蒸发温度 $t_0=t_{01}$，蒸发器中被冷却流体的入口温度 $t_w=t_{w3}$，则制冷系统中压缩机的运行平衡点为 b，相应于该平衡点的其他参数为：制冷量 $Q_0=Q_{01}$，冷凝温度 $t_k=t_{k2}$，冷凝器的冷却流体入口温度 $t_a=t_{a2}$。压缩机的输入功率和排热量均按上面求得的蒸发温度和冷凝温度在压缩机运行特性曲线中查取。

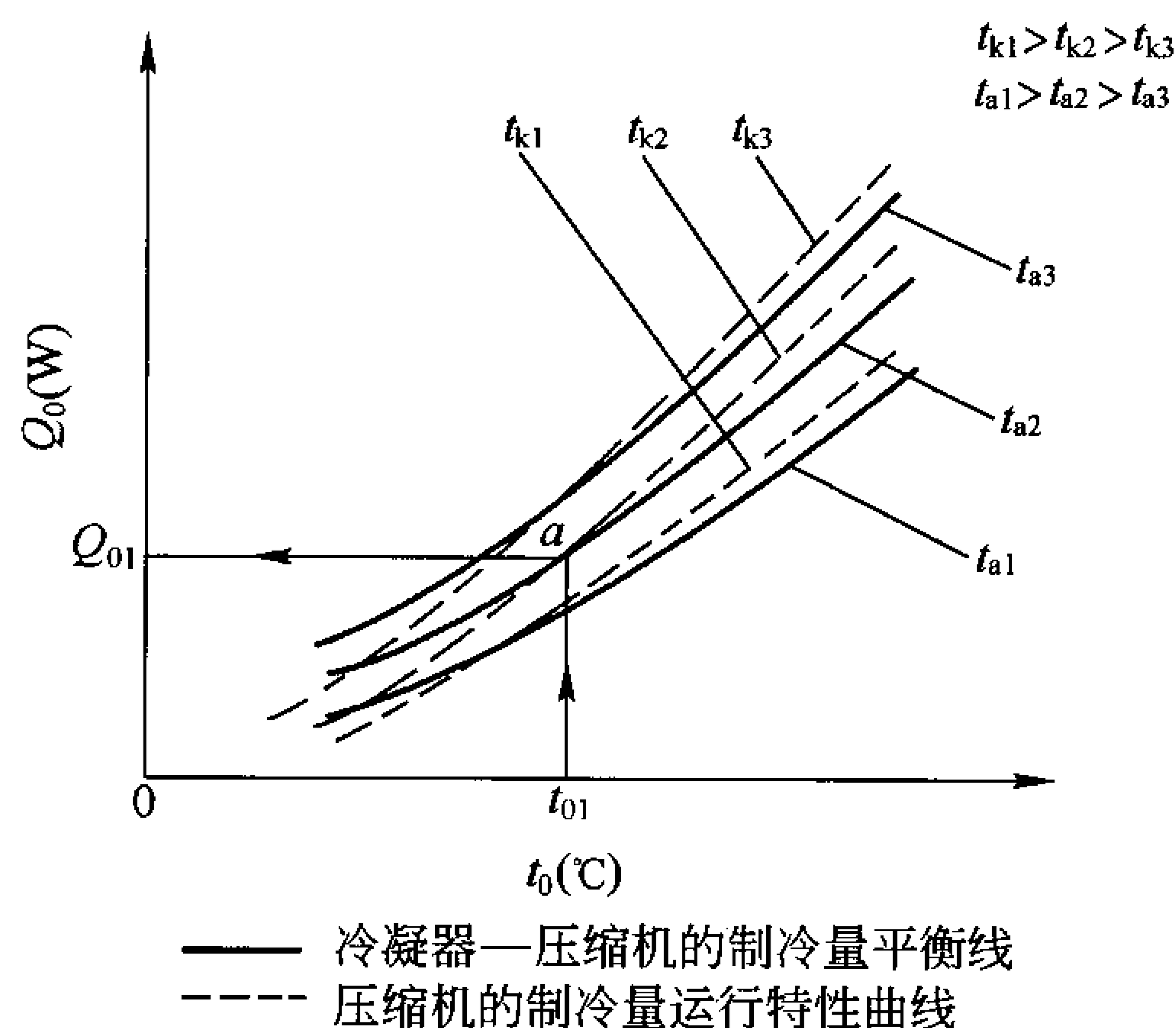


图 2-17　冷凝器—压缩机组的压缩机运行平衡点

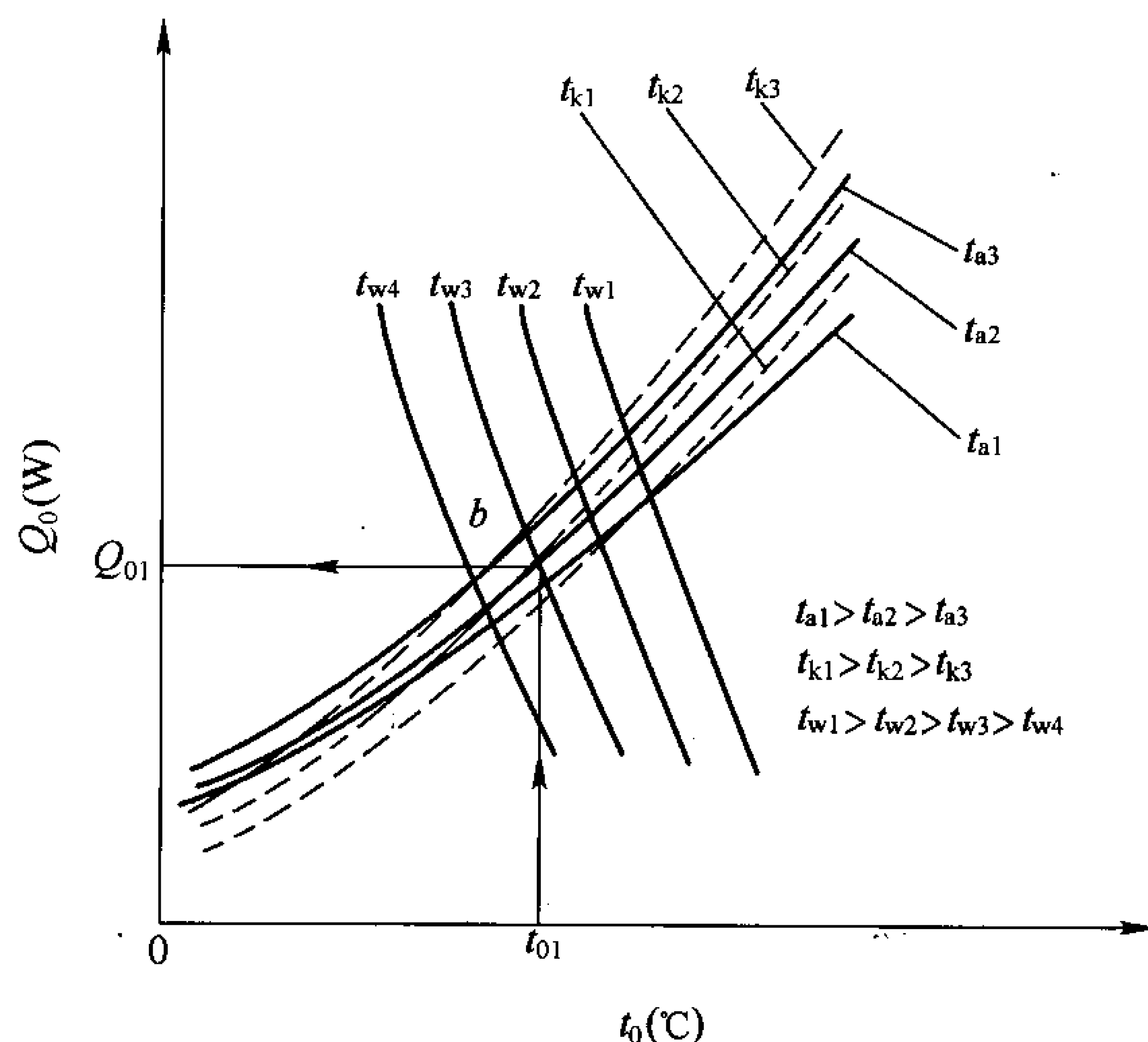


图 2-18　制冷系统中的压缩机运行平衡点

第五节　输气量调节、润滑系统和安全保护

一、输气量调节

压缩机制冷量的大小与运转情况有关。当外界条件或被冷却对象的负荷发生变化时，为了既保持室(库)内所需要的低温，又要实现经济运行，就必须根据外界条件的变化调

节压缩机的产冷量，也就是调节压缩机的输气量，使其和当时的外界负荷相适应。采用不同的调节方法，它所获得的经济效果是不一样的，下面介绍目前常用的几种调节方法。

1. 压缩机的间歇运行

在小型制冷机中，经常采用使压缩机间歇运行的方法来实现调节室(库)温的目的。当室(库)温降到规定温度的下限时，通过温度继电器或低压压力继电器，使压缩机停止运行，室(库)内温度开始回升；当温度升高到超过规定温度的上限值时，上述控制器又将压缩机的电路接通，压缩机重新启动运行。这样，使压缩机在一个开、停周期内的平均输气量(制冷量)和室(库)内的负荷相适应。这种能量调节方法只用于功率小于10kW的小型制冷设备中，如家用冰箱、窗式空调器、厨房冰箱等。对于容量较大的压缩机，机器的频繁开停不仅能量损失较大，而且影响机器的寿命和供电回路中电压的波动，影响其他设备的正常工作。

2. 顶开吸气阀片调节输气量

目前我国缸径在70mm以上的高速多缸制冷压缩机，广泛采用顶开吸气阀片的办法来调节输气量。

它的工作原理是：调节机构将压缩机的吸气阀片强制顶离阀座，使吸气阀始终处于开启状态。压缩机吸气过程中，低压蒸气从吸气阀吸入，压缩过程中因压力无法升高，排气阀始终处于关闭状态，低压蒸气又通过吸气阀重新回到吸气腔，因而使该气缸的输气量为零，达到输气量调节的目的。

3. 利用多台压缩机的台数调节

机组中装有多台(2～8台或更多)压缩机，根据室(库)温或冷水机组中冷水出口温度，调节压缩机的运行台数，达到制冷量调节的目的。这种调节方式简单、故障率低、运行经济，也可达到备用压缩机的目的。在全封闭式或半封闭式压缩机中得到广泛应用。

4. 变速调节

可分为有级变速调节和无级变速调节两种调节方法。有级变速通过改变电动机的极对数实现。无级变速的压缩机，它的电动机转速通过改变输入电动机的频率而改变。变转速压缩机采用变频的方法后，其输气量调节更适应用户的需要。但是变转速压缩机产生的技术问题较多，如润滑问题、气阀问题、变频器的生产和成本等，均需妥善解决。

压缩机的输气量调节除上述几种方法外，尚有输气量旁通调节、吸气节流调节等方法。

二、润滑系统

1. 润滑的作用

润滑是压缩机中的重要问题之一，它不仅影响到压缩机的性能指标，而且与压缩机的寿命、可靠性、安全性也直接相关。润滑的作用如下：

(1) 使摩擦表面被油膜分隔，形成液体摩擦或半干摩擦，从而降低压缩机的摩擦功、摩擦热和零件的磨损，提高压缩机的机械效率，增加压缩机的可靠性和耐久性；

(2) 带走摩擦热，使摩擦表面温度不致过高；

(3) 润滑油充满活塞与气缸的间隙和轴封的摩擦表面之间，增强了密封作用；

(4) 带走磨屑，改善摩擦表面的工作情况。

2. 润滑方式及润滑系统

制冷压缩机的润滑方式可分为飞溅润滑和压力润滑两种类型。飞溅润滑是利用运动零件的击溅作用，将润滑油送至需要的摩擦表面。在某些小型立式开启式压缩机中，飞溅润滑仅依靠曲柄连杆机构的运动来实现。

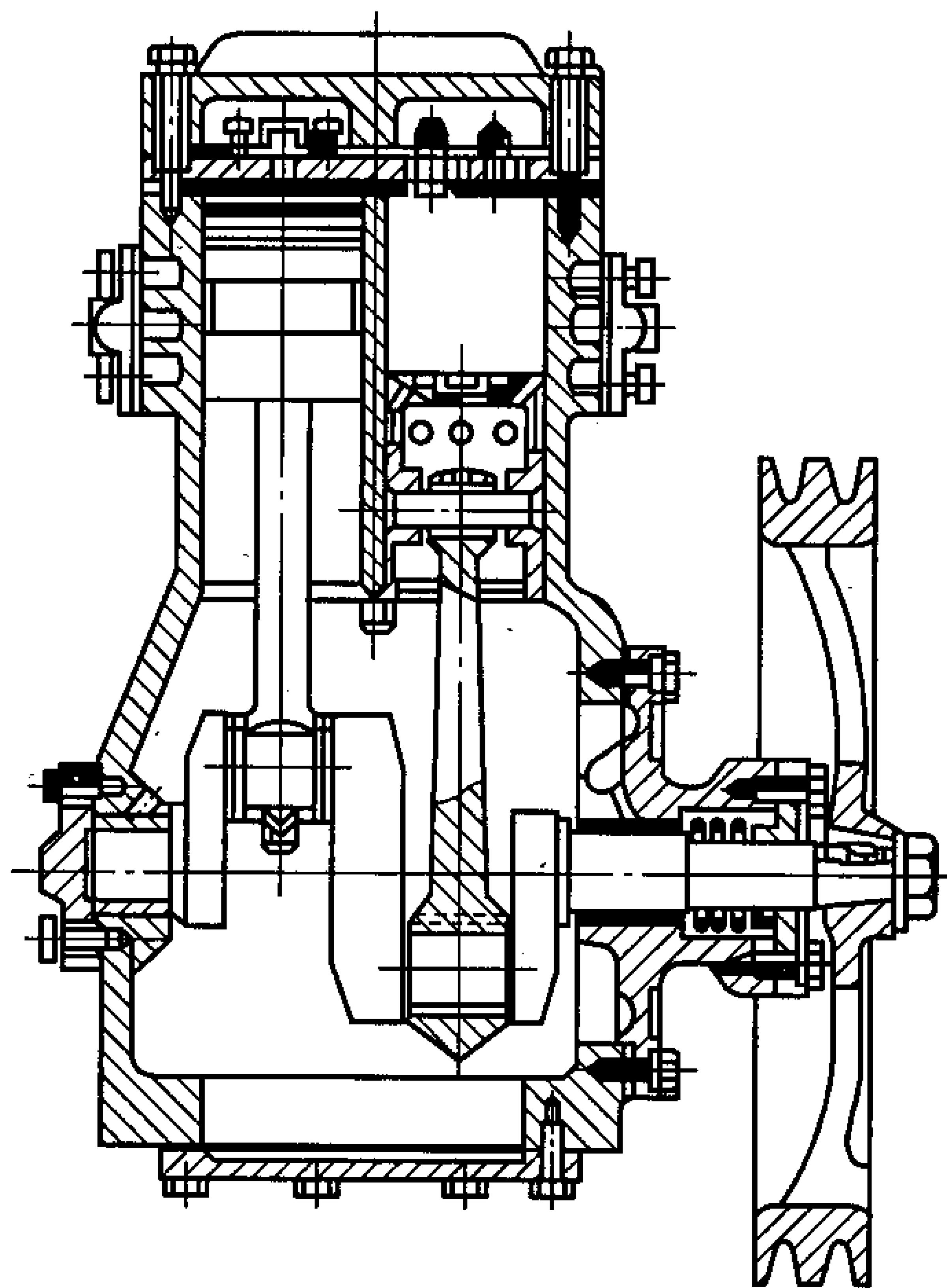


图 2-19 采用飞溅润滑的小型开启式压缩机

图 2-19 所示的是一台小型开启式压缩机。两个连杆大头交替浸入润滑油中，使油飞溅。飞溅的润滑油达到缸壁和活塞表面，对它们进行润滑。从连杆表面流到连杆大头的润滑油以及直接溅在连杆大头和曲柄上的一部分润滑油进入大头和曲柄销之间的间隙，对它们润滑。该压缩机的主轴承和副轴承座的上部开有油孔，从壁面上流下的润滑油通过油孔流入轴颈和轴瓦之间，实现润滑。因压缩机右侧的轴承为主轴承，承受相当大的载荷，且在右侧有轴封，轴封的径向动密封面必须润滑以降低摩擦和改善动密封，故必须供应丰富的润滑油。为此在右侧轴承座上有一个凹槽，从壁面流下的润滑油流入凹槽中，使右侧有充分的润滑油。

飞溅润滑因润滑油循环量少，又难以控制，润滑效果较差。另外，因飞溅润滑的油压低，无法装设过滤器，所以润滑油容易污脏，加剧摩擦零件的磨损。但由于没有油泵，系统简单，故仍被小型开启式和半封闭式压缩机广泛采用。

压力润滑是利用油泵产生一定的油压，通过输油通道将润滑油送到各摩擦表面。由于油压稳定，不仅可对润滑油进行过滤。而且油量充足，可保证摩擦表面更好地冷却；可降低压缩机的工作噪声(因飞溅润滑系统中，当旋转机构在击油时要产生噪声)；提高机器的寿命和可靠性。故我国中小型制冷压缩机系列中，广泛采用压力润滑方式。根据油泵作用力的方式，压力润滑有离心供油和液压泵供油两种方式。

液压泵供油的润滑系统见图 2-20。内齿轮液压泵 11 将经过粗滤油器 10 过滤的润滑油吸入，提高油压后输入细滤油器 12。从细滤油器输出的润滑油分成两路，一路向左流向曲轴，并通过曲轴上的油孔到达曲轴左侧的轴承及连杆大头进行润滑。另一路向右到达轴封室 4，此时一部分润滑油用于润滑曲轴的主轴颈，一部分油用于润滑轴封的径向动密封面，其余的润滑油进入输气量控制阀 1，抵达卸载油缸。因图 2-20 所示的连杆大头上无连接连杆小头的中心油孔，故连杆小头的润滑以及气缸壁面的润滑均以飞溅方式供油。图中的油分离器用于分离排气中夹带的润滑油，分离出来的润滑油经自动回油阀 7 或手动回油阀 6 回到曲轴箱，吸收了摩擦表面热量的润滑油用油冷却器冷却降温后继续使用。

曲轴箱(或全封闭式压缩机壳)内的润滑油，在低的环境温度下溶入较多的制冷剂，压缩机启动时将发生液击，为此在曲轴箱中安装油加热器 9，在压缩机启动前先加热一定的

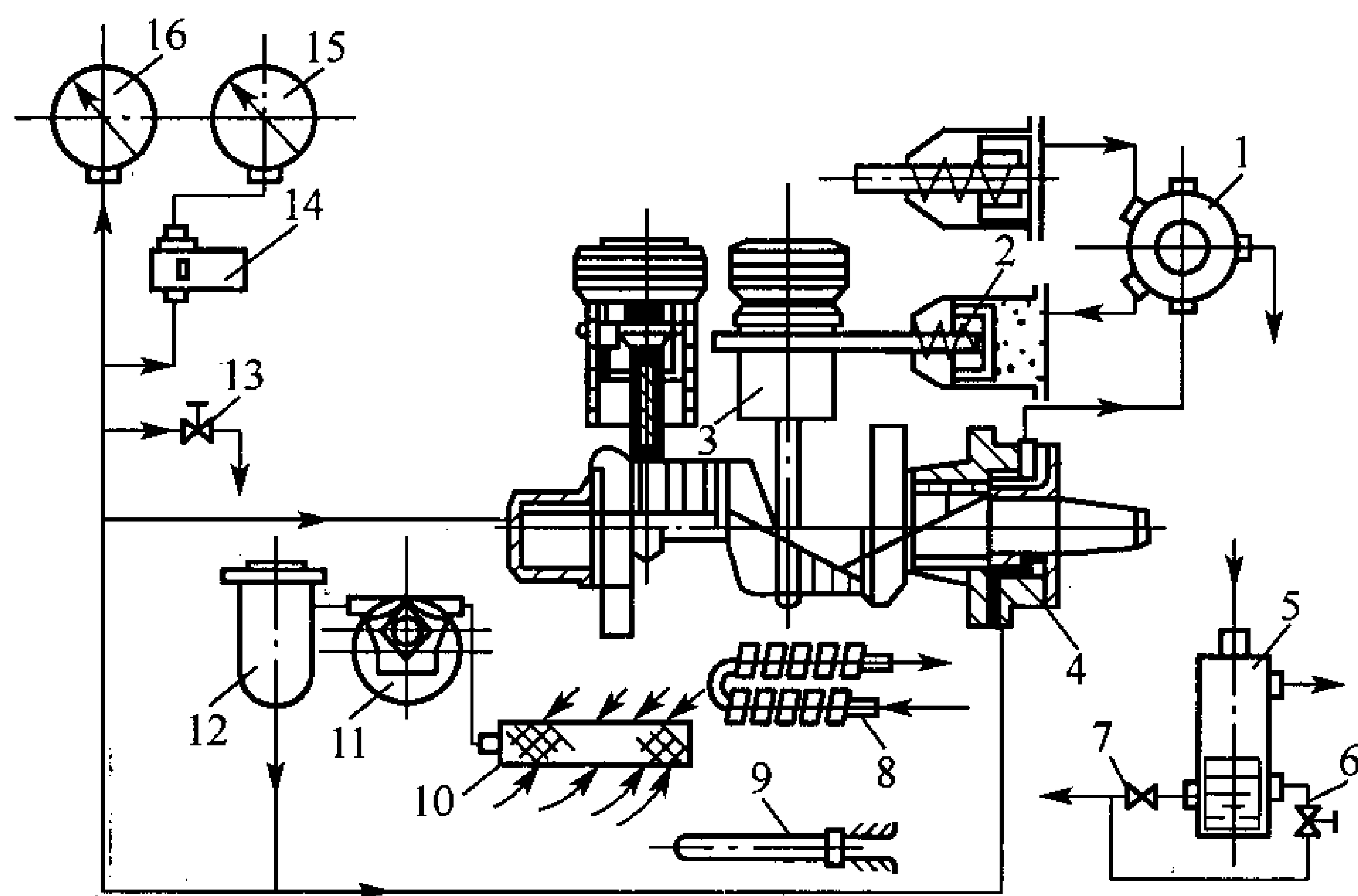


图 2-20 油泵供油润滑系统

1—输气量控制阀；2—卸载油缸；3—活塞；4—轴封室；5—油分离器；
6—手动回油阀；7—自动回油阀；8—油冷却器；9—油加热器；
10—粗滤油器；11—液压泵；12—细滤油器；13—油压调节阀；
14—油压压差控制器；15—低压表；16—油压表

时间，减少溶在润滑油中的制冷剂。

离心供油的润滑方式常见于封闭压缩机。图2-21表示一种离心供油机构，曲轴的一端浸入润滑油中。曲轴上有两条偏心油道，一条通向曲柄销，另一条通向曲轴的主轴颈。曲轴旋转时，润滑油在离心力的作用下流向各轴承，从轴承间隙处流出的一部分油沿连杆表面流至(或直接飞溅至)气缸壁面和连杆小头。

若全封闭式压缩机的电动机位于压缩机下部，需要在轴的下端装延伸管。为排除从油中释放出的气体，设放气管，集中在延伸管中心线附近的气体从放气管排出而不会进入油道(图 2-22)。

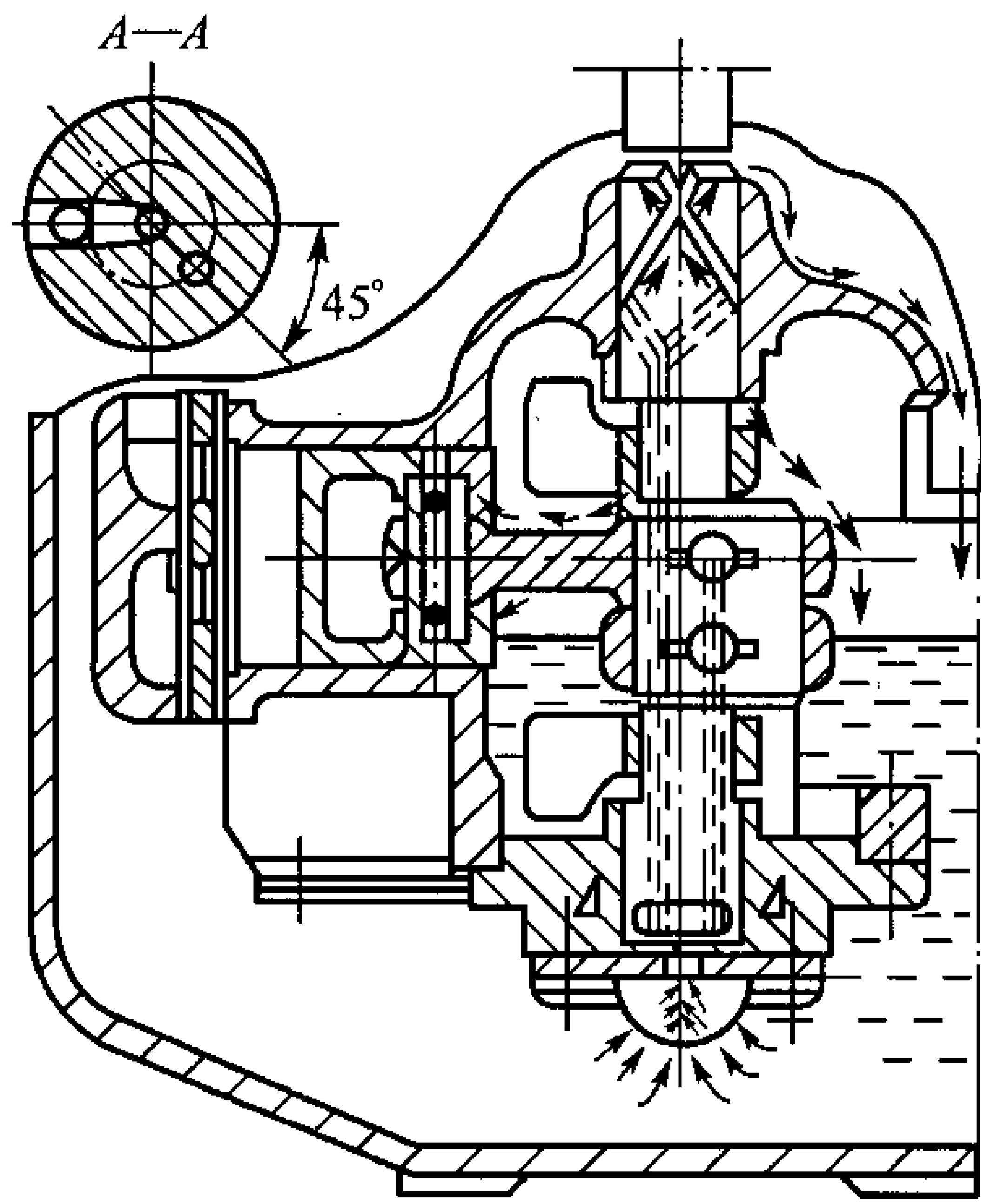


图 2-21 具有偏心油道的离心供油机构

半封闭制冷压缩机的离心供给机构见图2-23。甩油盘的下部浸在曲轴箱(或电动机室)的润滑油中，曲轴转动时不断地将油带出，并通过端盖使润滑油收集于集油杯中。集油杯与偏心轴的中心孔连通，通过此中心孔将油送至各润滑面。曲轴旋转时，曲轴上通向各润滑表面的径向油孔中有润滑油，这些润滑油产生的离心力一方面将油注入各润滑面，另一方面将润滑油从油杯吸入曲轴的油道，因此油杯中润滑油的液位不必很高。

离心供油机构结构简单，工作可靠，但供油量和供油压力均较小，不宜用于负载较大的压缩机中。

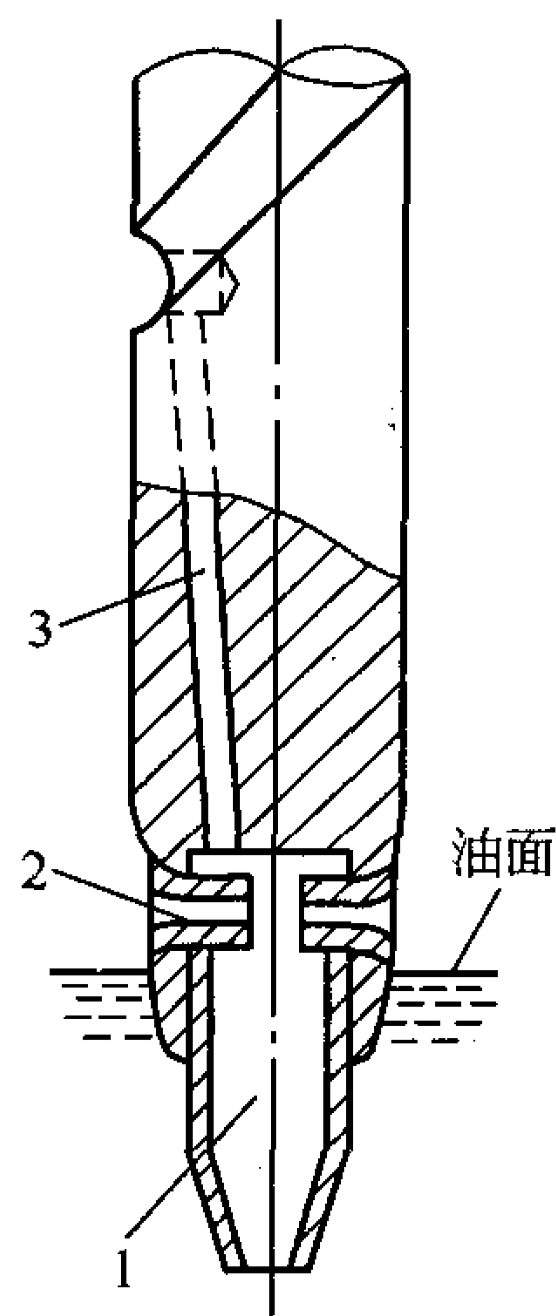


图 2-22 延伸油管和放气管
1—延伸管；2—放气管；3—油道

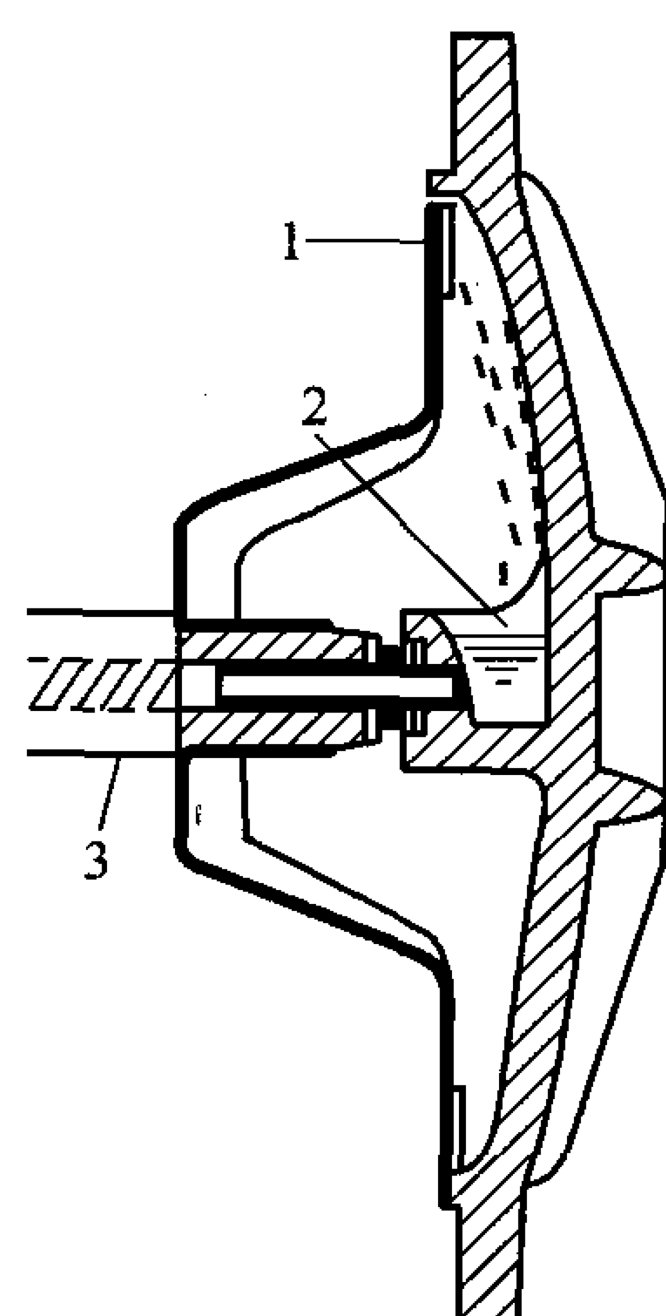


图 2-23 半封闭压缩机的离心供油机构
1—甩油转盘；2—集油杯；3—偏心轴

三、安全保护

压缩机运转时，可能出现一些异常的情况，如：排气压力过高、吸气压力太低、油压不足、电动机过热、过量液体进入气缸等。出现异常情况时，若没有保护措施，压缩机将会损坏。对压缩机采取的保护措施可分为防止液击、压力保护、内置电动机保护及温度保护等 4 类。

1. 防止液击

当进入气缸的液体太多，来不及从排气阀排出时，气缸内将出现液击。液击时产生的很高的压力使气缸、活塞、连杆等零件损坏，因此需采取一系列保护措施。

(1) 假盖　将气阀组件用一弹簧紧压在气缸端部，形成假盖。缸内压力过高时，将排气阀顶起，液体泄出，缸内压力迅速降低。

图 2-24 所示假盖用于全封闭式压缩机。条形排气簧片阀的升程限制器用释压弹簧压在阀板上。缸内压力因液击升高时，升程限制器被顶起，使缸内压力下降。液击消失后，释压弹簧将升程限制器压在阀板上，压缩机继续运转。

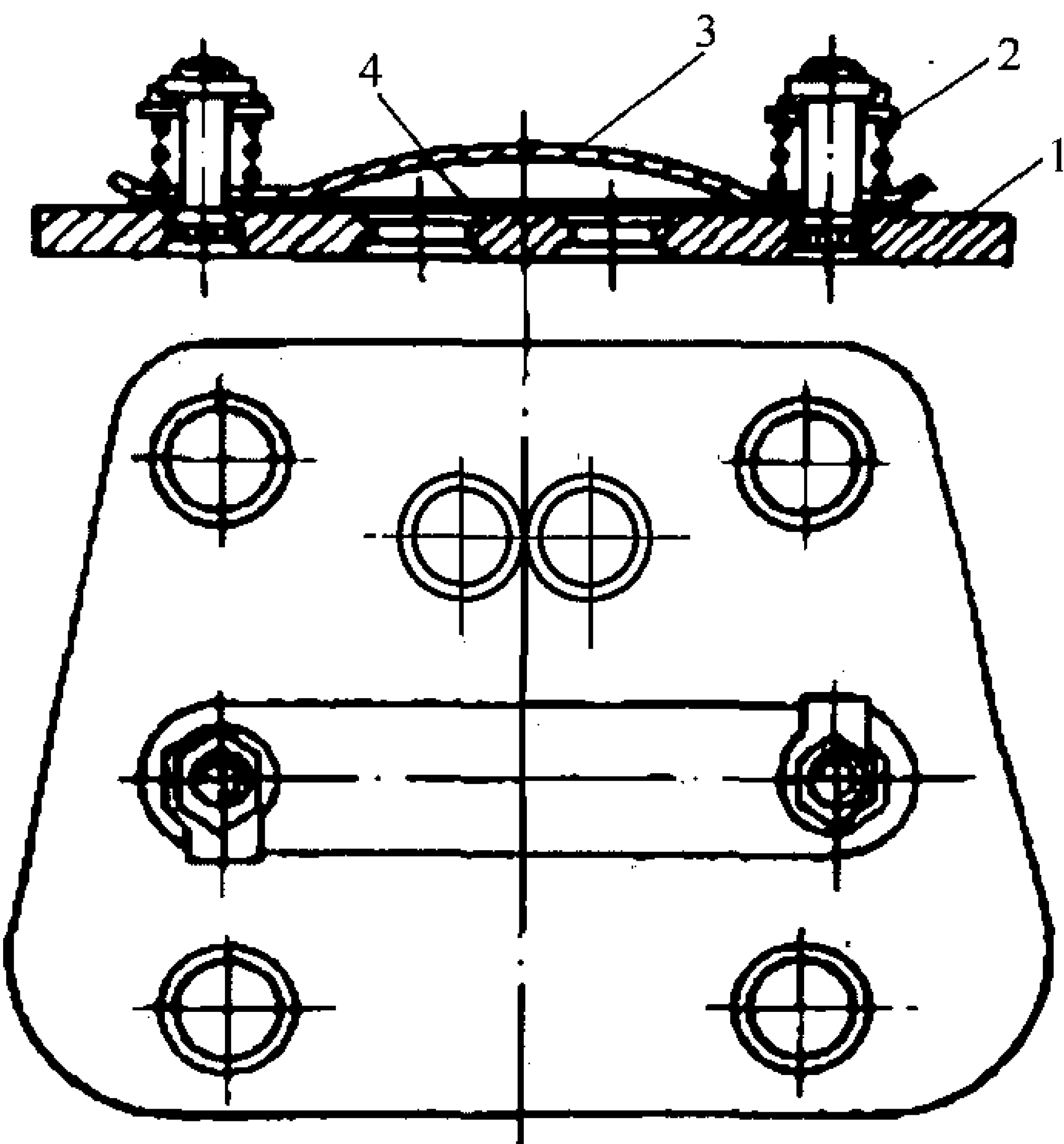


图 2-24 带有释压作用的条形阀
1—阀板；2—释压弹簧；3—升程限制器；
4—条形排气阀片

(2) 油加热器　曲轴箱的润滑油溶有制冷剂，环境温度低时溶入量增加。压缩机启动时，曲轴箱内压力突然降低，大量制冷剂气化，润滑油呈泡沫状并被吸入气缸，引起

液击。用油加热器在启动前对润滑油加热，降低溶在润滑油中的制冷剂量是避免液击的有效措施。

(3) 气液分离器

图 2-25 所示的气液分离器又称集液器。来自蒸发器的气液混合物在气液分离器内分离，气体从出口管的上部进入，从下部流出。分离出来的液体积存于分离器底部，其中的液体制冷剂受热气化后进入出口管上部，不能气化的润滑油从回流孔流入出口管再进入压缩机。

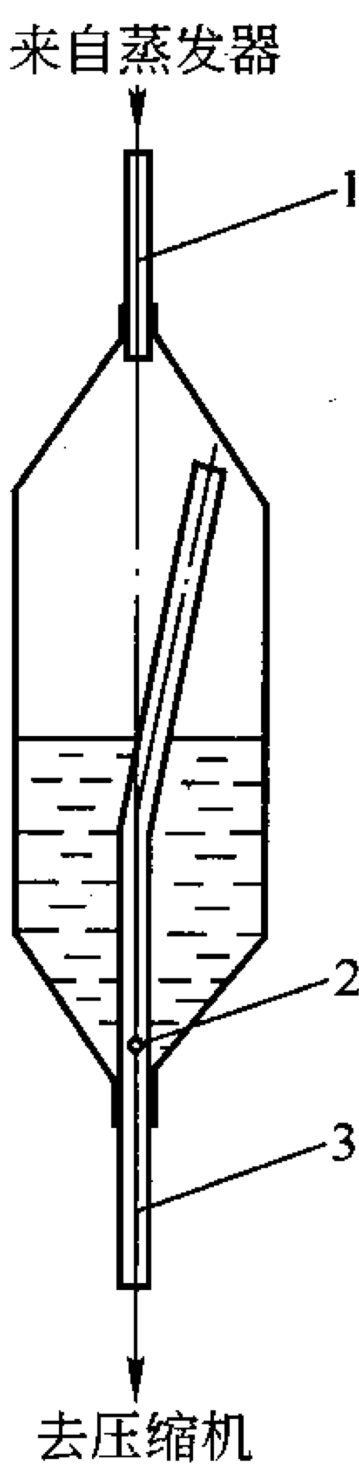


图 2-25 气液分离器
1—入口管；2—回流孔；3—出口管

2. 压力保护

(1) 吸、排气压力的控制 压缩机运转时，因系统的原因或压缩机本身的原因，可能出现排气压力过高或吸气压力过低的情况，为此需控制吸、排气压力。常见的控制器为高、低压压力控制器，它由高压控制部分和低压控制部分组成。当排气压力超过给定值时，高压控制部分动作，切断压缩机电源，压缩机停机；吸气压力低于给定值时，低压控制部分动作，切断压缩机电源，使其停机。压缩机停机时，还会同时发出声、光报警信号。

(2) 安全阀 为防止制冷剂泄漏至大气，采用闭式安全阀(图 2-26)。阀盘 3 的上侧承受排气压力，下侧承受吸气压力和弹簧 4 的弹力。排气压力过高时，阀盘 3 向下运动，打开阀座下部的侧向孔，高压气体经此侧孔及阀体 5 上的侧向孔流入吸气腔。排气压力低于规定值时，阀盘 3 在吸气压力和弹簧 4 的弹力作用下向上，关闭排气管。安全阀的开启压力用螺栓 7 调节。

(3) 安全膜 在吸、排气腔之间安装安全膜片(图 2-27)。吸排气压力差超过规定值时，膜片破裂，排气压力降低。滤网 6 用于捕捉破碎膜片，以保护压缩机。

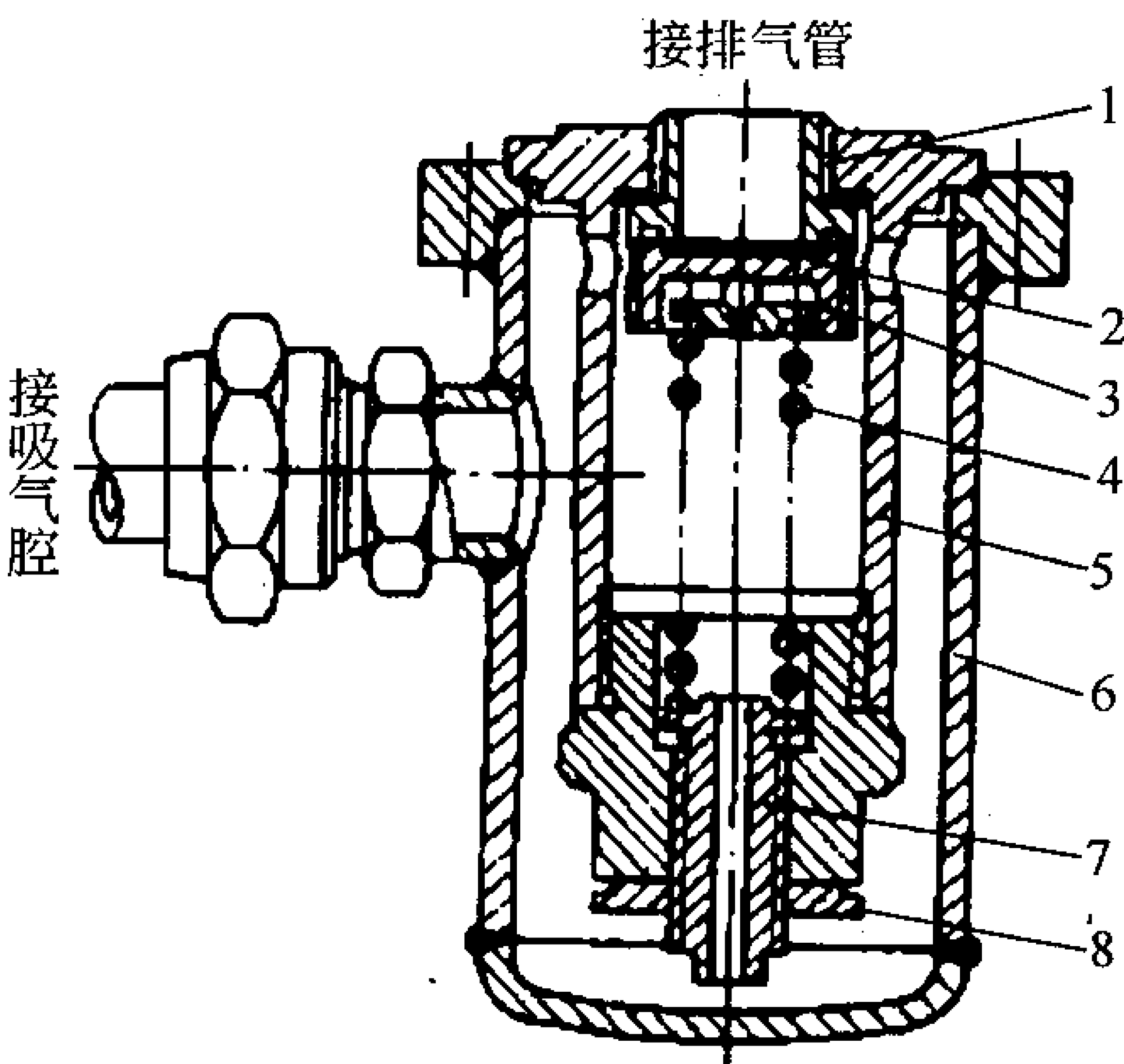


图 2-26 闭式安全阀
1—阀座；2—密封垫；3—阀盘；4—弹簧；5—阀体；6—外罩；7—调节螺栓；8—缩紧螺母

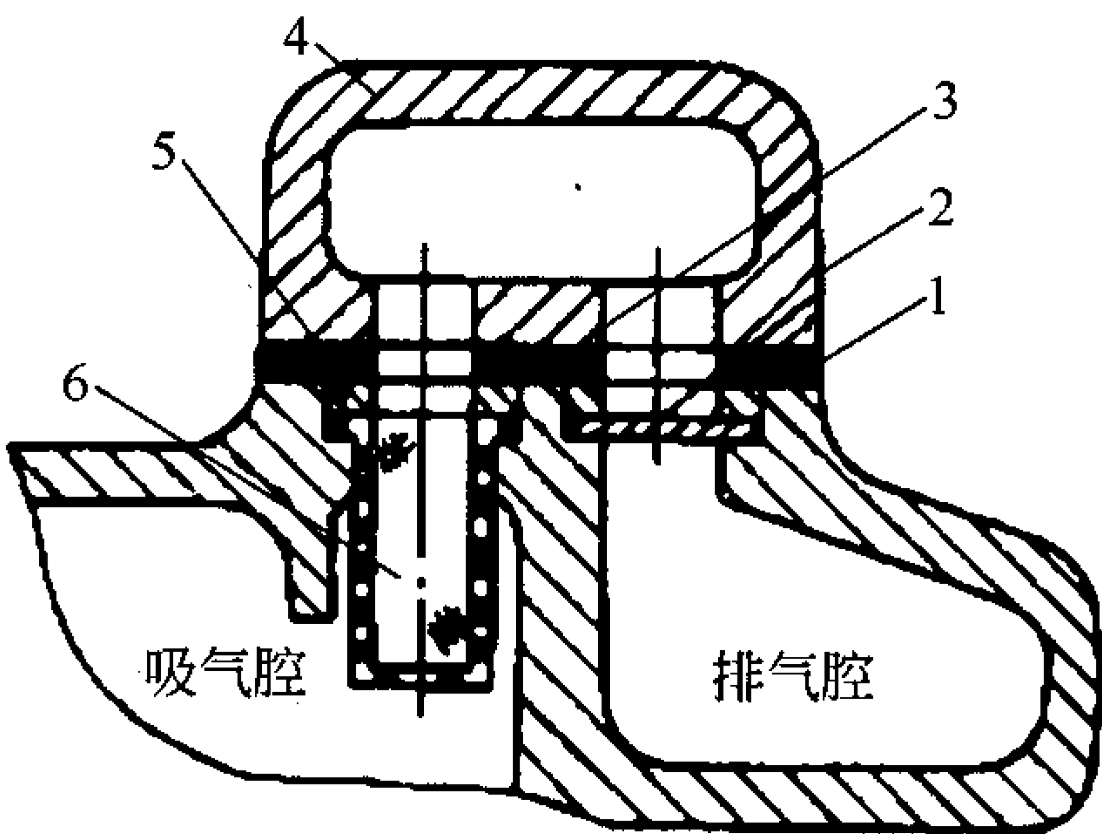


图 2-27 安全膜
1—垫片；2—安全膜片；3—垫圈；4—盖板；5—垫片；6—滤网

(4) 润滑油压差控制器　润滑油压差系油泵出口处油压与曲轴箱内油压之差。为保证压缩机运动部件的良好润滑，并保证有些压缩机输气量控制机构(如液压缸—拉杆控制机构)的正常动作，必须控制润滑油压差。为此，液压泵入口与液压泵出口分别与润滑油控制器上的低压入口和高压出口接通。当液压泵出、入口之间的压力差过高或过低时，控制器动作，切断压缩机电源，电动机停止转动。

3. 内置电动机的保护

(1) 过热　设计良好并在规定条件下运转的电动机，内部温度不会超过允许值，但电动机在过高或过低的电压下运转，或在高温环境下运转时，电动机内部温度会超过允许值，在频繁启动时，更会因启动电流过大使温度过高。为了使电动机不过热，除了正确使用，注意维修外，还可以安装过热继电器。过热继电器可安装在绕组内部(图 2-28(a))，称为内置温度继电器，或装在电动机外部(图 2-28(b))，称为外置温度—电流继电器。电动机内部温度超过规定值时，内置温度继电器的双金属片因变形而使触点跳开，电动机停止运转。电动机内的温度降到规定值以下时，触点复位，电路重新接通。

外置温度—电流继电器两个端子之间串联碟形双金属片和发热器。电动机内电流过大时，发热器对双金属片的加热使它处于图中虚线位置(图 2-28(b))，触点跳开，电动机停止转动。外置温度—电流继电器保护电动机，使它不会因电流过大而过热。但有些场合，电动机的过热不是起因于电流过大，而是起因于流经电动机的低温气体不够。例如：因制冷系统受堵制冷剂循环量很小，电动机冷却极差导致内部过热，内置温度继电器在此处起保护电动机的作用。

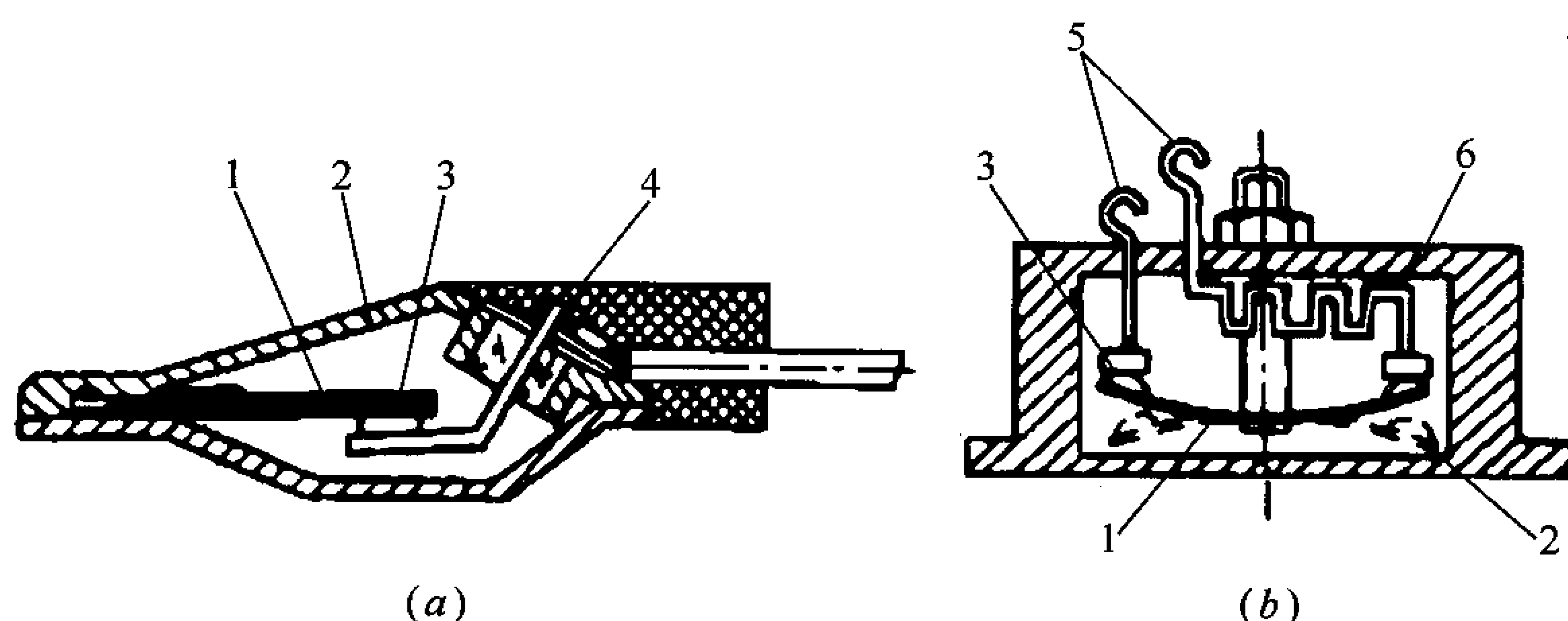


图 2-28　温度继电器

(a)内置温度继电器；(b)外置温度—电流继电器

1—双金属片；2—外壳；3—触点；4—绝缘体；5—端子；6—发热体

(2) 缺相　三相电动机缺相将导致电动机无法启动或过载。为使电动机免遭缺相之损害，采用过载继电器(图 2-29)，它由机械运动部分和电磁开关部分组成。机械运动部分(图 2-29(a))有 4 个端子，两个在上、两个在下。上下端子间装有发热器 3。缺相时，其他相的绕组超载电流流过发热器，双金属圆盘 2 受热变形，推动压板，进而使电磁开关上的过负荷继电器触点 8(图 2-29(b))跳开，励磁线圈 7 中无电流，磁性接触器不再闭合，电动机停止转动。过载继电器也用于正常的三相电动机，在电流过大时保护电动机。

(3) 相间不平衡　相间不平衡电压导致三相不平衡电流。在电流最大的相中，温升增加的比例约为电压不平衡比例平方的两倍。例如：3%的电压不平衡约产生 18%的温升。

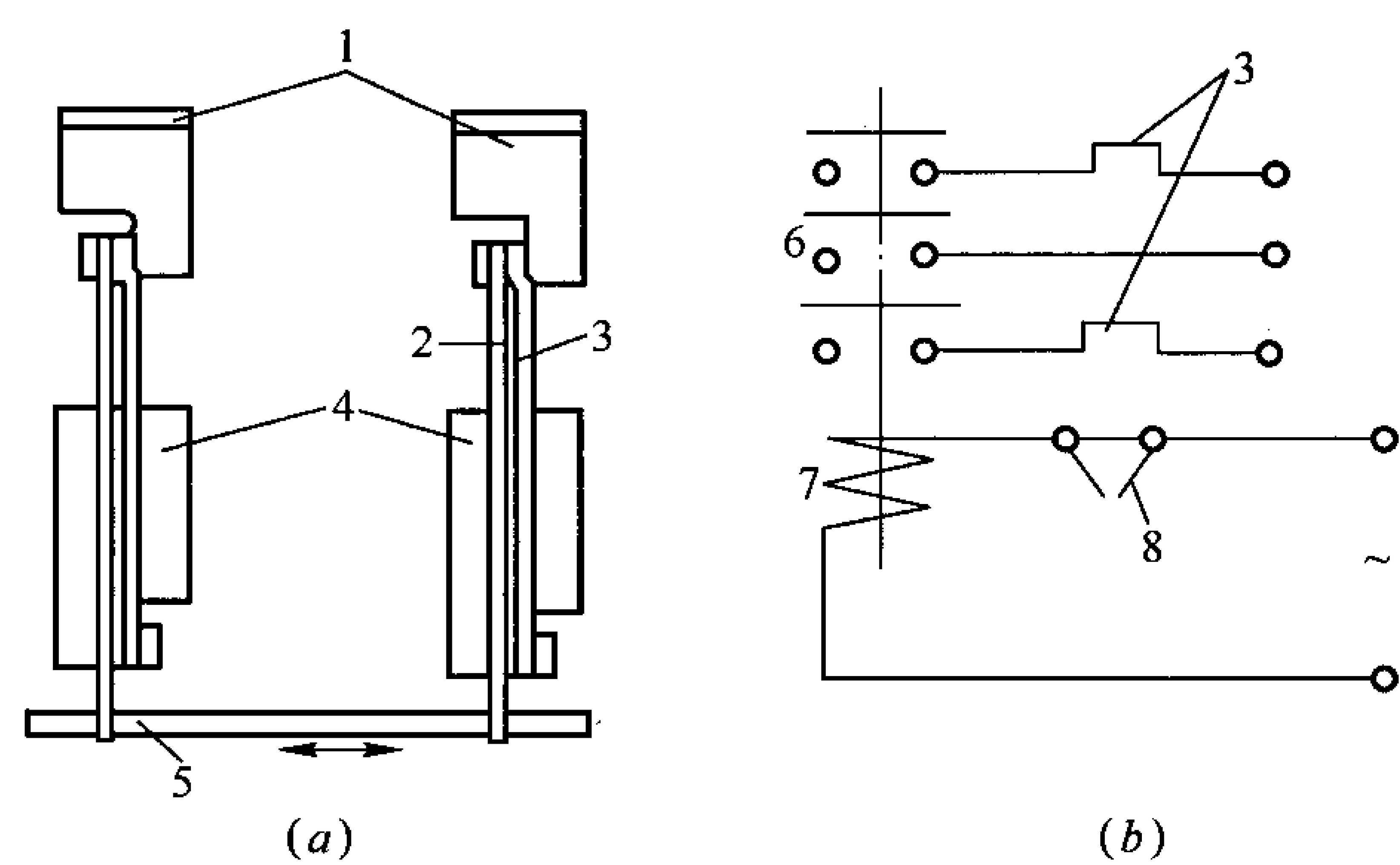


图 2-29　过载继电器

(a)机械运动部分；(b)继电器触点

1—上端子；2—双金属圆盘；3—发热器；4—下端子；5—压板；

6—磁性接触器；7—励磁线圈；8—触点

保护电动机不出现相同不平衡的措施与缺相时采取的措施相同。

4. 温度保护

此处所说的温度是指排气温度和壳体温度。

(1) 排气温度　排气温度过高导致制冷剂分解、绝缘材料老化、润滑油结碳、气阀损坏，还会使毛细管和干燥过滤器堵塞。保护方法主要是用温控器感应排气温度，温控器应安装在靠近排气口处，排气温度过高时，温控器动作，切断电路。

若排气温度过高由热气旁通引起，则不应采用停机的方法，应采用喷液冷却。

(2) 机壳温度　机壳温度会影响压缩机的寿命。机壳温度过高可能起因于冷凝器的换热能力不足，所以应检查冷凝器的风量或水量，水温是否合适，制冷系统内混入空气或其他不凝性气体，冷凝压力就会上升，机壳过热；吸气温度过高，机壳容易过热，此外，电动机过热也会使机壳过热。

避免机壳过热，保护压缩机的根本方法是正确处理上述各种问题，同时在机壳上安装温度保护器。最常使用的机壳温度保护器，即图 2-28(b)所示的外置温度—电流保护器。将它安装在机壳上合适的地方，机壳温度过高时，碟形双金属片感受机壳温度而变形，使电路中的触点跳开，压缩机停机。

第六节　气　　阀

一、气阀的作用及布置

1. 任务和要求

气阀是往复压式缩机的重要部件之一，它控制着压缩机的吸气、压缩、排气和膨胀四个过程。往复式制冷压缩机所使用的气阀都是受阀片两侧气体压力差控制而自行启闭的自动阀，它主要由阀座 1、阀片 2、气阀弹簧 3 和升程限制器 4 等 4 个主要零件组成(图 2-30)。阀座上开有各种形状的通道，其流通面积称为阀座通道(或通流)面积(图 2-30 中

A_b)。周围设有凸出的密封边缘5(或称阀线)，气阀就是利用阀片落座时与阀线端面的紧密贴合实现其封闭作用。气阀开启时，阀片升程形成的气流通道面积称为气阀的阀隙面积(图 2-30 中 A)。通常，气阀的最大阀隙面积(气阀全开时)总要小于阀座通道(或通流)面积。

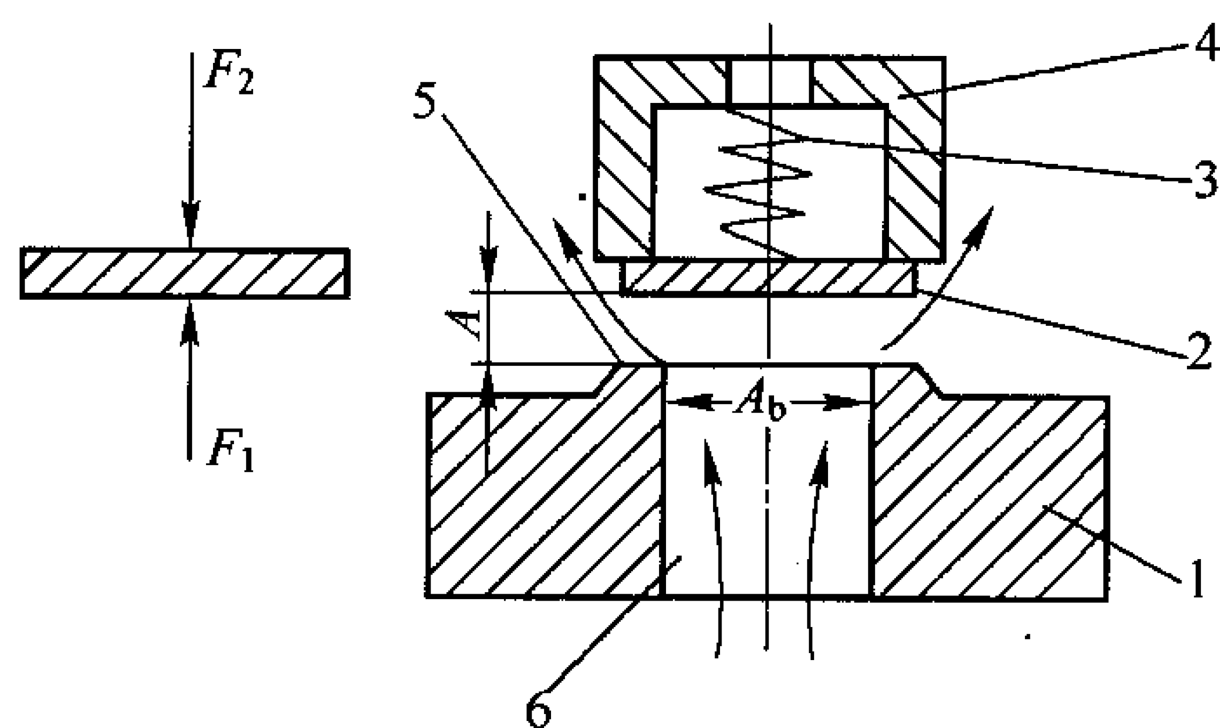


图 2-30 气阀组成和阀片的受力
1—阀座；2—阀片；3—气阀弹簧；4—升程限制器；5—阀线；6—阀座通道

在吸气过程中，活塞向内止点运动，气缸中的压力因气体膨胀而降低，直到低于吸气管道中的压力。当阀片前、后的压力差超过了作用在阀片上的弹簧预紧力时，阀片打开，气体被吸入缸内。此后，阀片继续开启并贴在升程限制器上，气体不断进入气缸。当活塞接近内止点时，活塞速度较低，使阀片前、后的气体压力差降低，阀片在弹簧力作用下逐渐关闭，完成了吸气过程。

在压缩过程中，吸气阀是关闭的。缸内气体虽被压缩，但压力还不足以顶开排气阀片，因而排气阀亦处于关闭状态。

排气过程是在排气阀片前、后的气体压力差超过排气阀弹簧预紧力时开始的。此后，排气阀片的情况类似于吸气阀片的启闭过程。

当余隙容积中的气体膨胀时，吸、排气阀同时处于关闭状态。

气阀工作的好坏影响到压缩机运转的经济性和可靠性。为此对气阀提出下述几项最基本的要求：(1)气体流过气阀的阻力损失小。经验表明，气体流过气阀时的流动阻力损失约占指示功率的 10%～20%，其大小与气阀的通流面积以及阀片运动规律有关。因此，在设计气阀时必须合理地解决这些问题，尽量减少阻力损失。(2)使用寿命长。气阀中的阀片和弹簧是压缩机的易损零件，因此，提高这些零件的寿命对提高压缩机的运转率有显著影响。阀片和弹簧的寿命不仅和所用材料、加工工艺有关，还与阀片对升程限制器和阀座的撞击速度有关。气阀寿命也与压缩机转速有关，高转速压缩机的气阀寿命要短些。(3)气阀形成的余隙容积要小。(4)气阀关闭时有良好的气密性。(5)结构简单、制造方便、易于维修、零件的标准化、通用化程度高。

2. 布置方式

压缩机气阀的不同布置使制冷剂进出气缸的流动方向不同。据此，可分为顺流式布置和逆流式布置两类(图 2-31)。

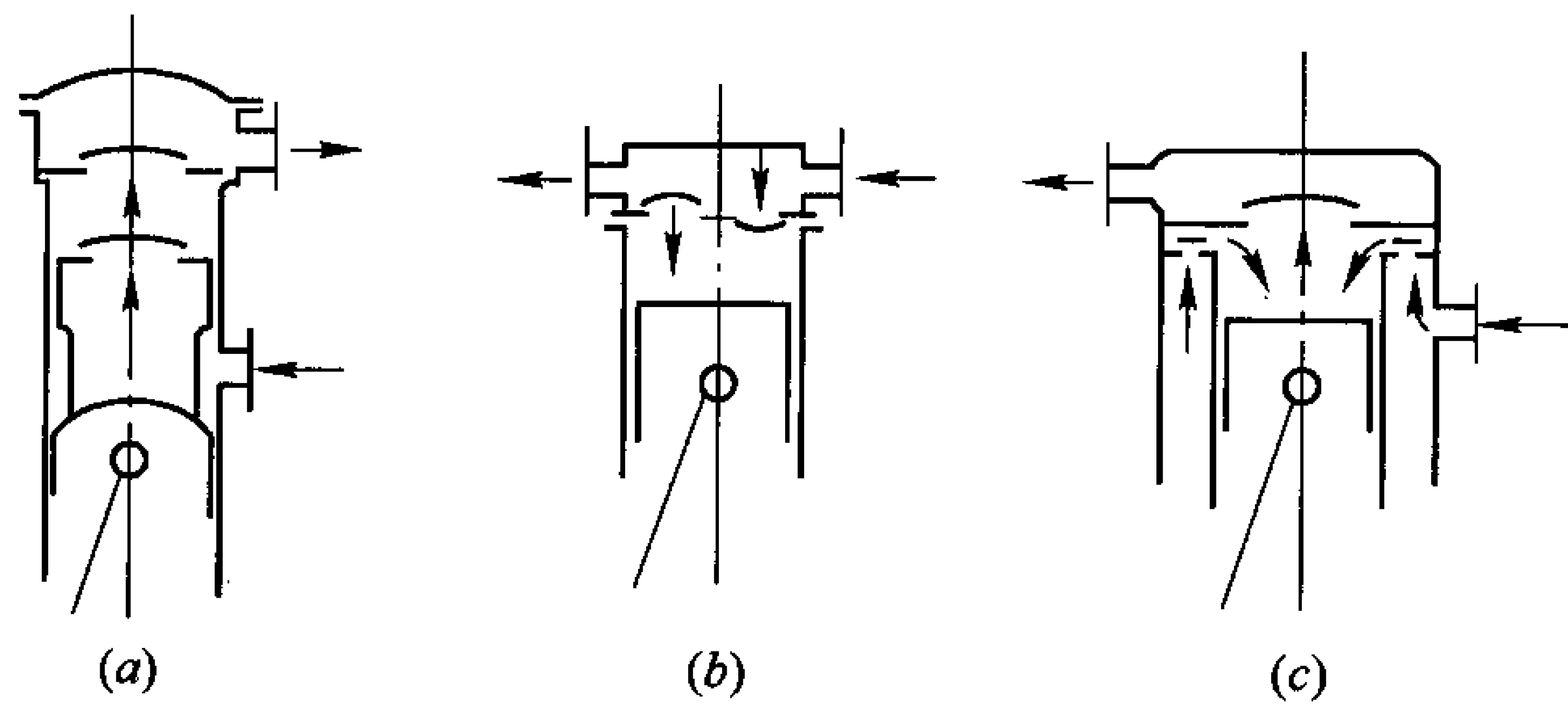


图 2-31 气阀的顺流式布置和逆流式布置

(1) 顺流式布置　此时吸气阀安装在活塞顶部(图 2-31(*a*))，排气阀安装在气缸顶部的阀板上。这样气体吸入和排出气缸时，其流动方向是一致的。顺流式布置使气阀的安装面积加大，从而增大了气阀的尺寸及相应的气阀流通面积，减少了对吸入蒸气的加热，有利于提高压缩机的热力性能，但增加了活塞的高度、质量和结构复杂性。

(2) 逆流式布置　采用逆流式布置时，吸、排气阀均安装在气缸顶部(图 2-31(*b*))。此时吸、排气阀安装在同一块阀板上，结构简单、维修方便。气体进、出气缸时的流动方向相反，因而称为逆流布置。这种气阀布置方式是应用最广泛的方式，随着新型气阀的出现，其气阀流通面积也显著地加大。图 2-31(*c*)的气阀都安装在气缸顶部，但并不同在一块阀板上，吸气阀位于气缸套端部的法兰上，排气阀安装在气缸顶部的阀板上。吸气阀的这种布置方式便于采用顶开吸气阀片以调节输气量的措施，在中型以上的压缩机中广泛应用。

二、气阀的主要结构

正在使用的气阀结构形式很多，此处只介绍几种典型的气阀构造。

1. 刚性环片阀

刚性环片阀是往复式压缩机中应用很广泛的一种气阀。我国生产的中、大型往复式制冷压缩机系列产品均采用这种气阀，图 2-32 是刚性环片阀的典型构造。

吸气阀座 1 和气缸套顶部的法兰是一个整体。法兰的顶部端面上有两圈凸起的吸气阀线 13。环状吸气阀片 3 在吸气阀关闭时贴合在这两圈阀线上。两圈阀线之间有一环状浅槽，槽中有许多均匀分布的吸气阀座孔 14。吸气阀片上压着几个周向均布的吸气阀弹簧 4。这些弹簧放置在吸气阀的升程限制器(即排气阀外阀座 11)的弹簧座孔中。吸气阀升程限制器还利用其内圆柱面对吸气阀片起上下运动的导向作用，以保证阀片的准确落座。

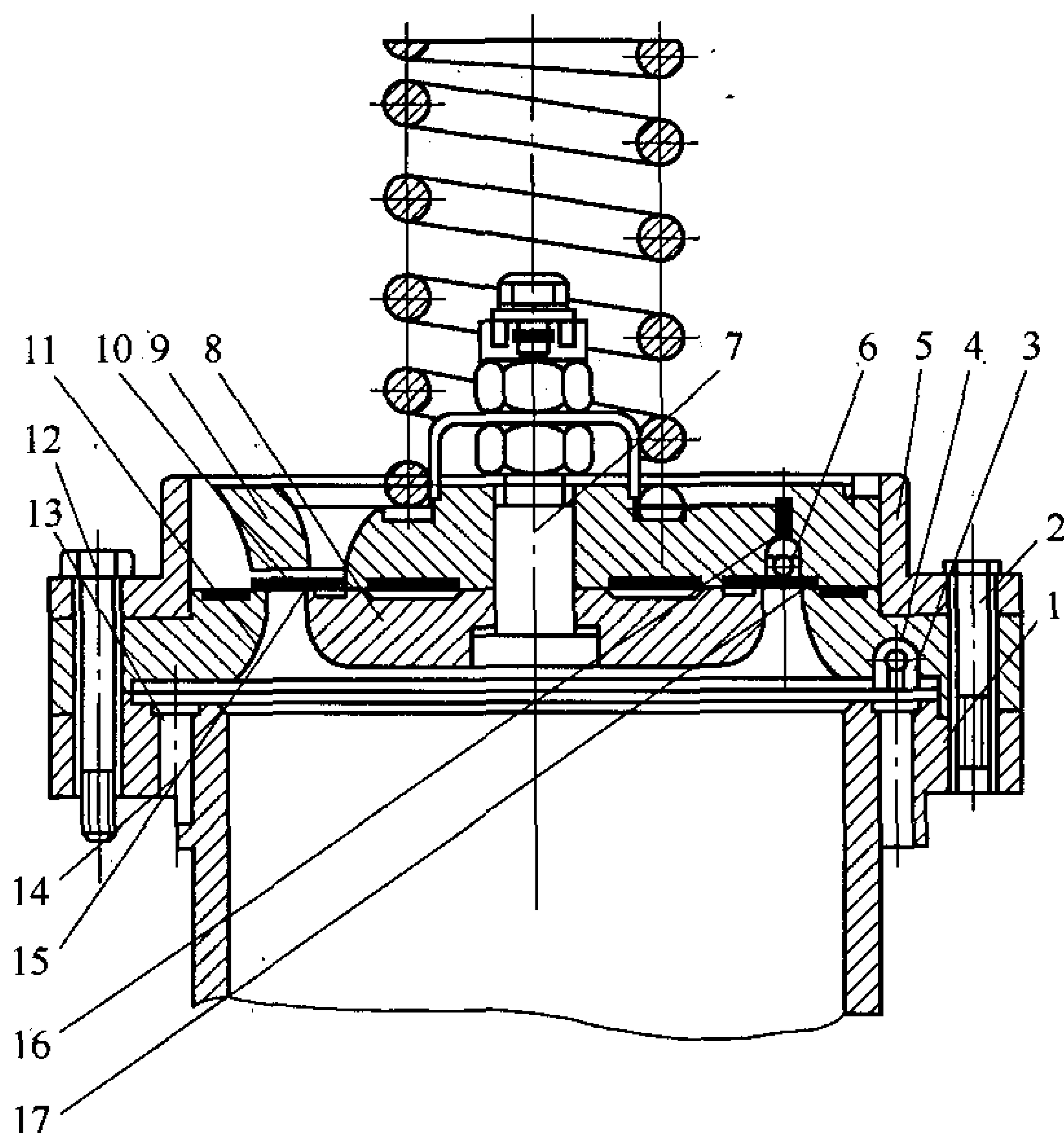


图 2-32　制冷压缩机的刚性环片阀

1—吸气阀座；2—螺栓；3—吸气阀片；4—吸气阀弹簧；5—导向环；6—排气阀弹簧；7—中心螺栓；8—排气阀内阀座；9—假盖；10—排气阀片；11—排气阀外阀座；12—螺栓；13—吸气阀线；14—吸气阀座孔；15—排气阀线；16—小通孔；17—导向面

排气阀的阀座为内外分座式结构。排气阀内阀座 8 用中心螺栓与假盖 9 连接，排气阀外阀座 11 则由螺栓 2 与导向环 5 和气缸套紧连在一起，并用螺栓 12 固定在机体的气缸镗孔周围。环状排气阀片 10 由几个均布的排气阀弹簧 6 压向分别设在内外阀座上的两圈排气阀线 15 上，弹簧座孔位于兼作排气阀片升程限制器的假盖 9 上。在弹簧座孔中具有小通孔 16，以便排除积聚的润滑油，防止阀片粘附在升程限制器上。假盖 9 上还有几处弧长较短的导向面 17，引导排气阀的上下运动。

吸气阀弹簧座孔和气缸套法兰上的环形空间都是气缸余隙容积的一部分。为了减少相

对余隙容积，把排气阀内外阀座形成的环形通道的形状做得与活塞顶部形状吻合，使活塞到达外止点时，活塞顶部深入环形通道内，从而缩小了余隙容积。

这种气阀结构中的吸、排气阀各有一片阀片。吸气阀阀隙处的气流流速较高，压力损失大。此外，位于吸气阀片顶部的余隙空间也比较大，降低了压缩机的容积效率及压缩机的能效比。

图 2-33 是一台顺流氨压缩机的吸、排气阀结构图。其特点是：(1)吸、排气阀各有两片同心安装的环状阀片，增大了阀隙流通面积。(2)位于活塞顶部的吸气阀不用气阀弹簧，阀片的启闭由阀片的惯性力和阀片前后的气体压差控制(在内止点处，阀片由于自身惯性力的作用向上运动，使吸气阀片开启)，使结构简化。

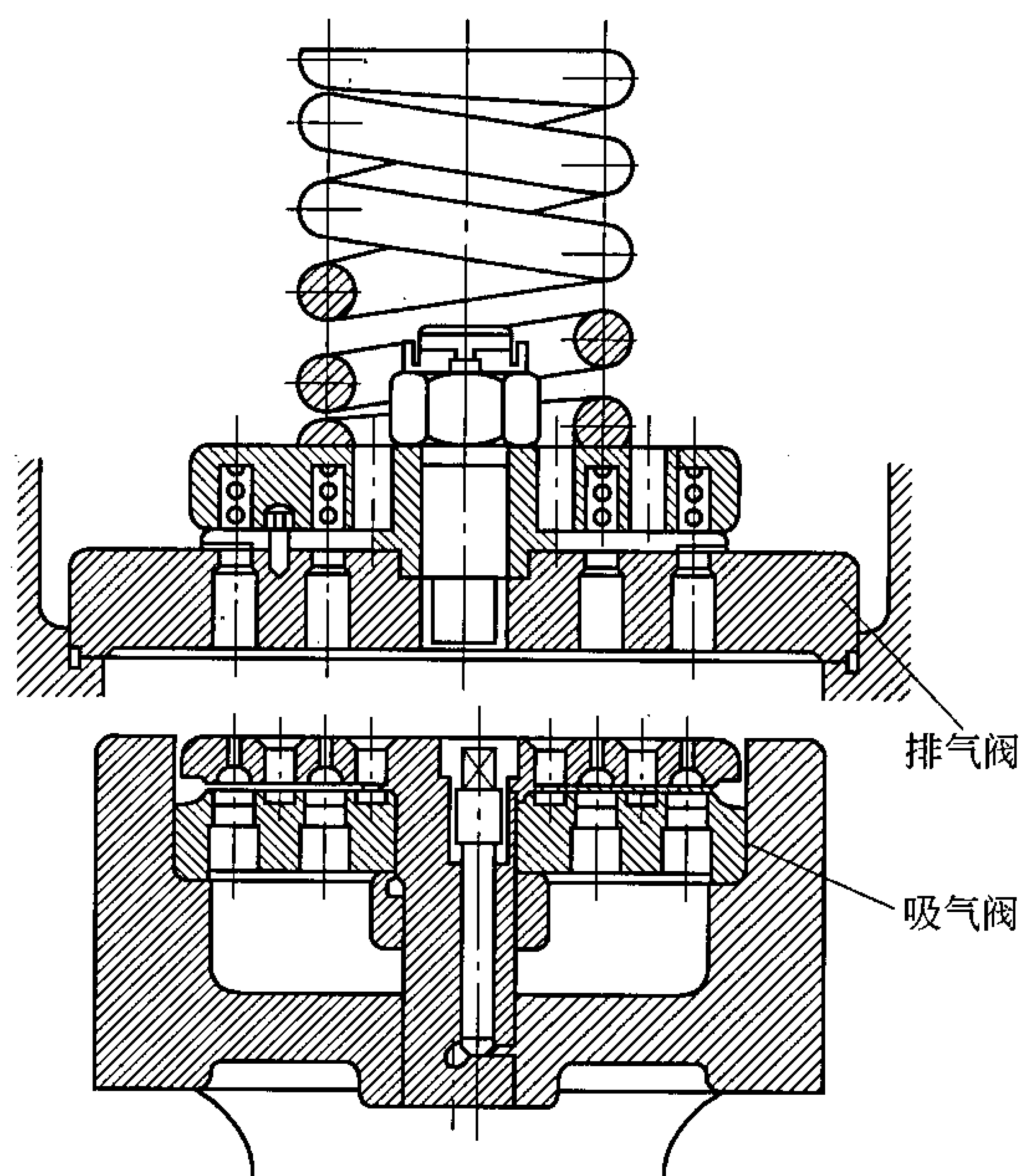


图 2-33　顺流氨压缩机的吸、排气阀结构图

刚性环片阀的阀片形状简单、易于制造、工作可靠，因而得到广泛应用。但是这种阀片的质量较大，阀片与导向面摩擦，因而阀片不易及时、迅速地启闭，特别是在转速提高时，此缺点更加突出。在多环片结构中，因每个阀片的面积不同，所受气体力和弹簧力等的分配比例也不相同，各阀片的启闭时间不可能完全一致，使气体在气阀中容易产生涡流，增大损失。

2. 簧片阀

簧片阀又称舌形阀或翼形阀。阀片用弹性薄钢片制成。阀片的一端固定在阀座上，另一端是自由的。气阀启闭时，阀片像乐器中的簧片那样运动，故称簧片阀。

簧片阀工作时，阀片在气体力的作用下，被推离阀座，气体从气阀中通过。当阀片两侧压力差消失时，阀片在本身弹力的作用下，回到关闭位置。阀片的开启度，在没有升程限制器的情况下，由阀片所受的作用力和阀片的刚度决定。

簧片阀正常工作时，在一次工作循环中完成一次启闭过程，但当设计不当或制造不当时，簧片可能在开启过程中发生弹跳，因而形成多次启闭，这对压缩机的工作过程带来能量损失，阀片因多次冲击而降低了寿命，甚至早期损坏。正常关闭时，阀片回到阀座不应发生反跳。

一般簧片阀由阀板、阀片和升程限制器组成。有时在阀片和升程限制器之间还有弹性缓冲片，其作用是减轻阀片开启过程中对升程限制器的撞击。在制冷压缩机中，吸气阀常常不用升程限制器，阀片的自由端在气缸一定深度的槽中活动，此槽限制阀片自由端的运动，起升程限制器的作用。图 2-34 为我国半封闭式制冷压缩机采用的吸、排气簧片阀的一种。左图为排气腔里的排气阀视图；右图为气缸内的吸气阀视图。排气阀呈马蹄形，两端用螺栓 5 将缓冲弹簧片 6、升程限制器 3 和排气阀片 2 一起固紧在阀板 1 上。排气通道

为四个按弧形分布的小孔。吸气阀为一端固定，另一端自由的簧片。簧片用两个定位销钉8与阀座定位并夹紧在阀板和气缸之间。自由端的凸出部分伸在气缸和阀板之间的槽中，以限制吸气阀片7的开度。吸气孔为4个按菱形布置的小孔。阀片在固定端一侧有两个长孔，作为排气通道并减小阀片刚度之用。

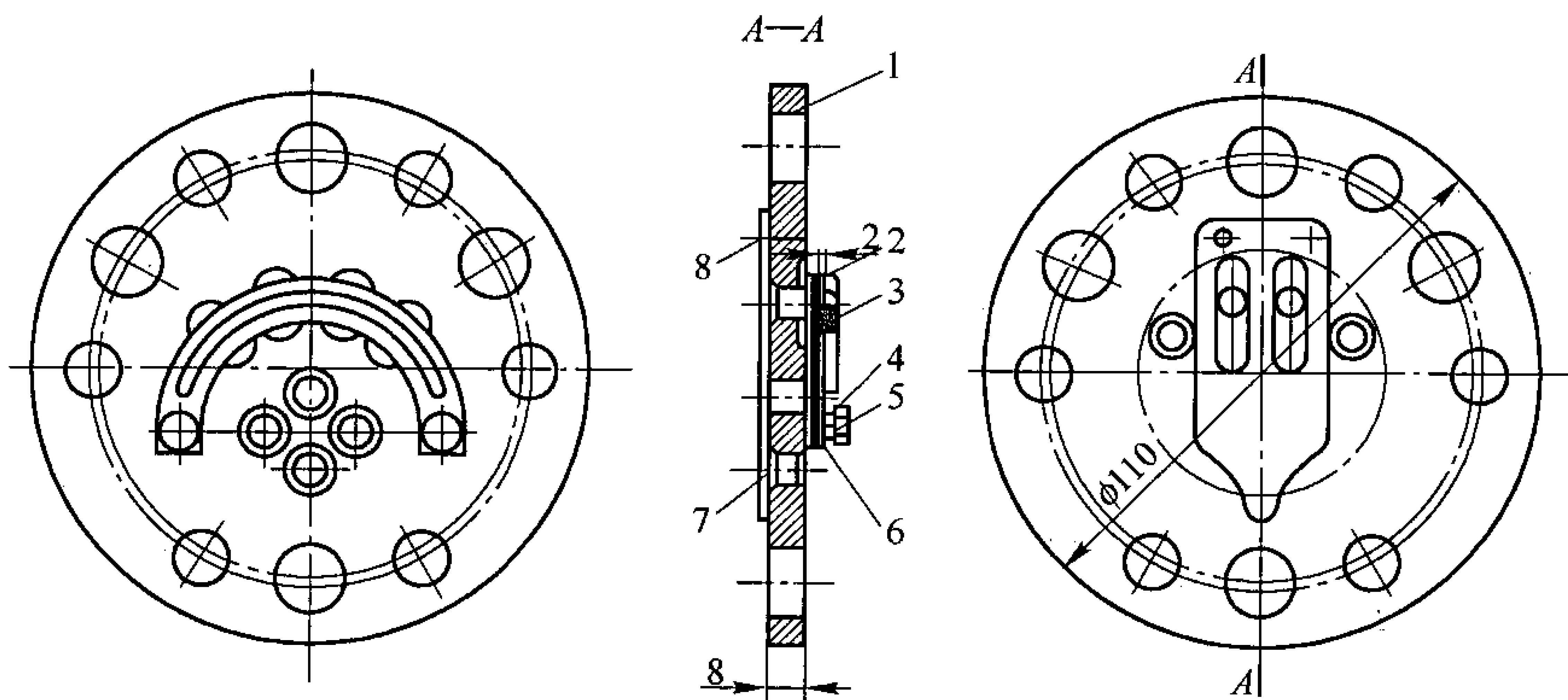


图2-34 压缩机的吸、排气簧片阀

1—阀板；2—排气阀片；3—升程限制器；4—弹簧垫圈；5—螺栓；6—缓冲弹簧片；7—吸气阀片；8—销钉

图2-35为吸、排气阀片的几种结构形状。图中1～9为吸气阀片，10～13为排气阀片。

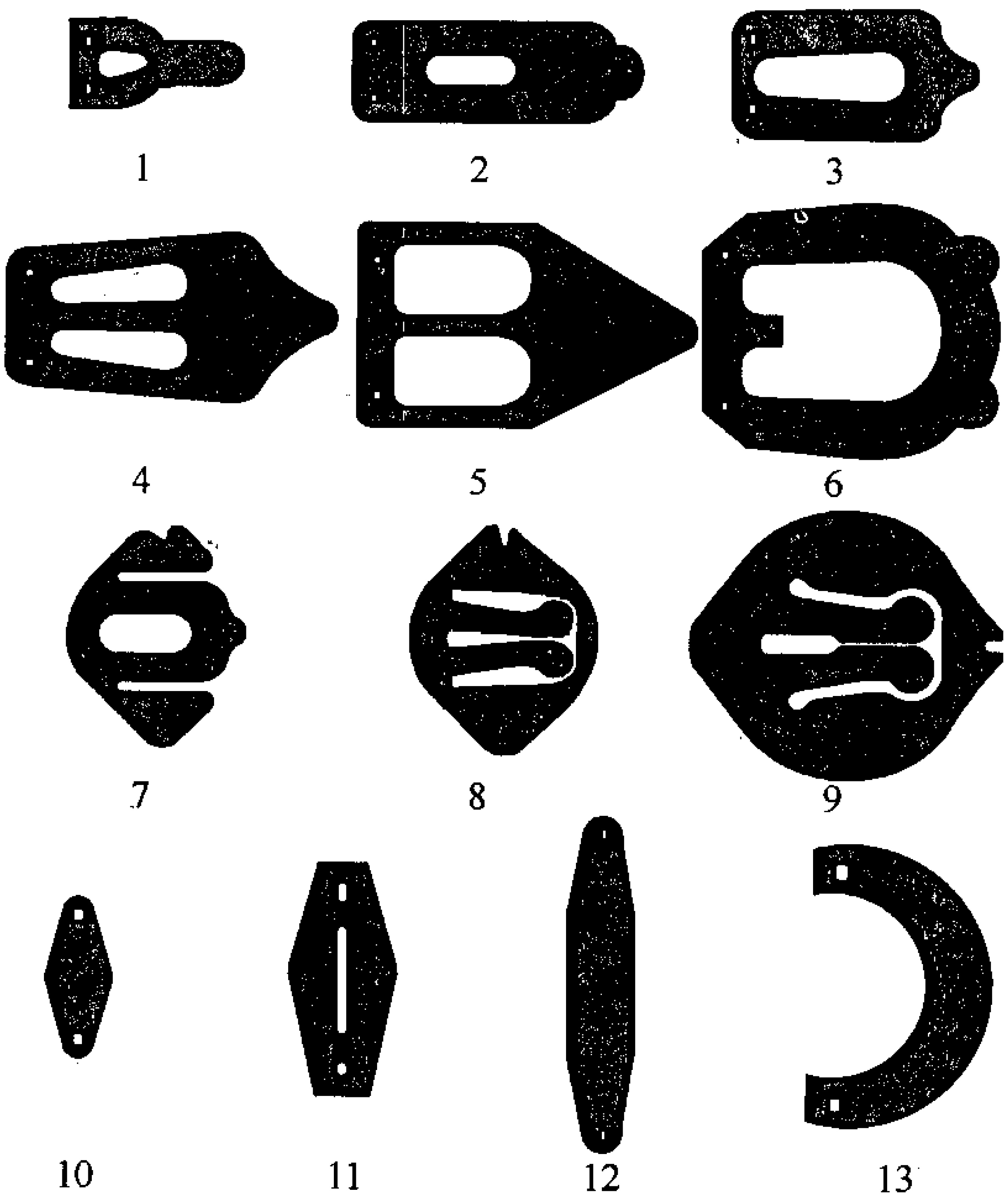


图2-35 簧片阀的几种阀片形状

簧片阀的结构简单、余隙容积小、阀片质量轻、启闭迅速，因此，适用于小型高转速压缩机。我国小型全封闭压缩机中大都采用这种结构。但是簧片阀的阀隙通道面积较小，而且不宜采用顶开吸气阀片调节输气量，这是此种结构形式的不足之处。

3. 柔性环片阀

这种环片阀开启时阀片变形，产生弹力，见图2-36。它是全封闭式制冷压缩机中采用的气阀种类之一。其吸、排气阀的形状见图2-36的下部和上部，吸气阀片厚0.6mm，排气阀片厚0.3mm，材料为瑞典阀片钢。吸气阀片支承于左、右两侧的翼上，利用气缸上相应的导槽滑动定位。阀片本身具有弹性，因而取消了吸气阀弹簧。

工作时吸气阀片受气体力的推动而弯曲，周期性地打开所覆盖的吸气阀座通道并进行吸气。阀片的弯曲程度受到阀片外圆上相对的两个凸舌(在图2-36下图的阀片上)位移的限制。排气阀是一种带臂的柔性环状片阀(这种带臂的柔性环状片阀也用于吸气阀)。图

2-37(a)即为一个例子。其吸、排气带臂柔性环状阀片(图 2-37(b)和(c))在中心处用铆钉与阀板、排气阀升程限制器铆在一起，工作时受气体力推动分别向下或向上弯曲，打开相应的阀座通道。吸气阀片外圆上的凸舌亦是用于限制阀片的弯曲程度的。

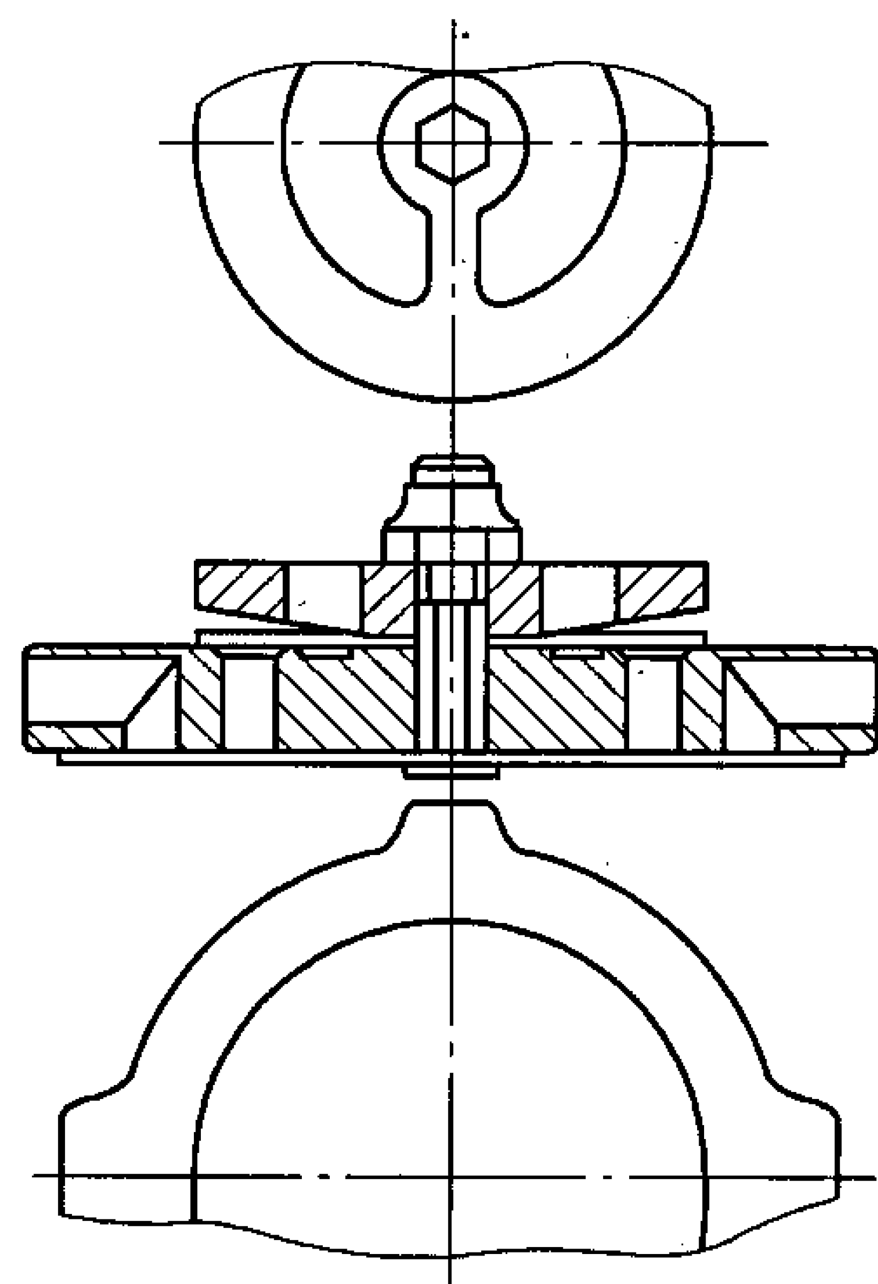


图 2-36　柔性环片阀

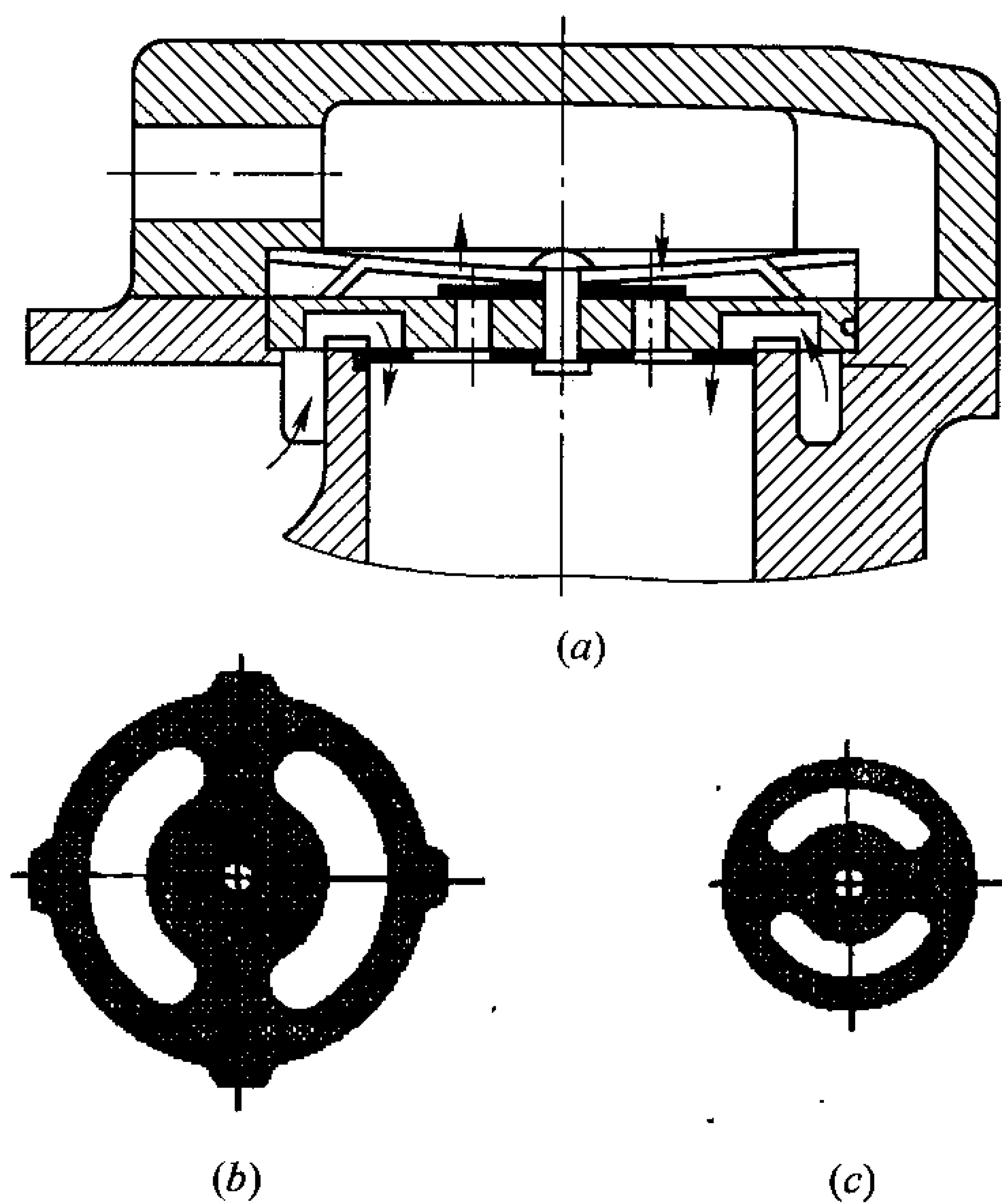


图 2-37　带臂的柔性环片阀

这类气阀的阀板往往为了尽量扩大其上的阀座通道面积而令吸气通道具有曲折的途径。图 2-38(a)表示气流有 90°转折；图 2-38(b)是由三块冲制成型的钢板钎焊而成的阀板；图2-38(c)所示则是用铁基粉末冶金制造的阀板，制造时分别将板体和环加工成形，然后叠合、烧结、浸铜，以保持阀板材料的密封性。这类气阀的结构和工艺都比较复杂，成本较高。

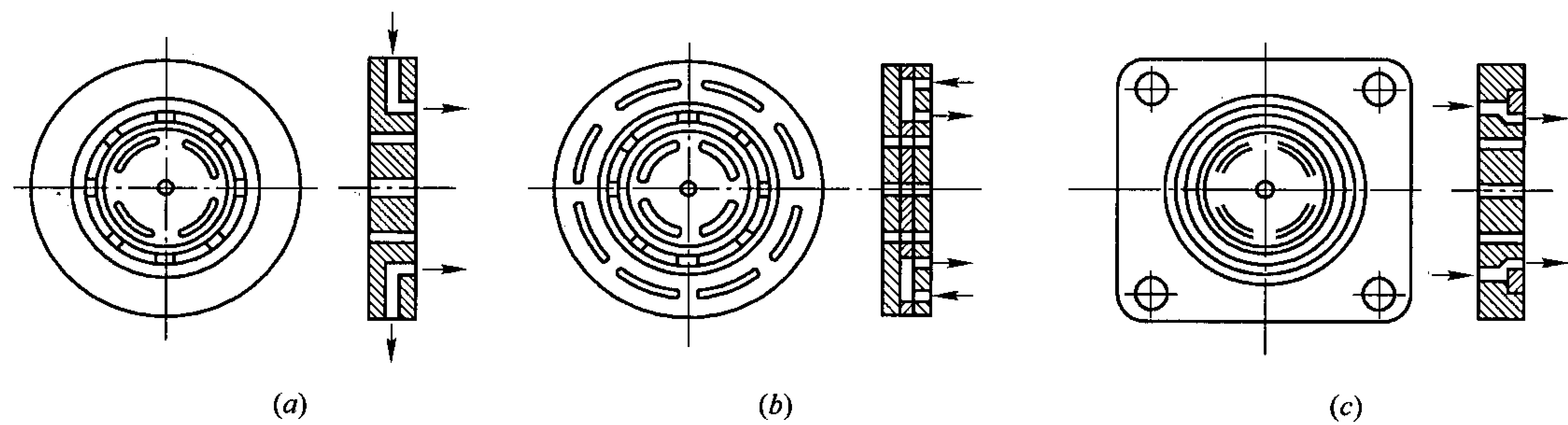


图 2-38　柔性环片阀的阀板及吸气流向

4. 塞状阀

谷轮公司在 20 世纪 80 年代研制出一种用于半封闭式制冷压缩机的高效气阀。其中吸气阀为柔性环片阀，排气阀制成有塞子形状的塞状阀(图 2-39)。

这种气阀的优点是：(1)减小了余隙容积。环状排气阀和舌簧排气阀在阀板上的排气通道构成的余隙容积是较大的。采用塞状排气阀后，这一部分的余隙容积被消除。加之柔性环状吸气阀与活塞顶部几何形状相配合，使整台压缩机因气阀形成的余隙容积减至很小，从而提高了容积效率。试验表明，在高压力比的低温工况下，输气量约增加 20%；低压力比的

空调工况下，输气量增加5%。(2)吸、排气阀的通道面积增加，使流动阻力下降。采用吸、排气阀的这种组合后，吸气通道面积增加了24%，排气通道面积增加了56%。

塞状阀的缺点是阀体的体积大，为此必须采用很轻的材料以降低排气阀体的质量。现有的塞状排气阀体用耐高温的聚合物制成。

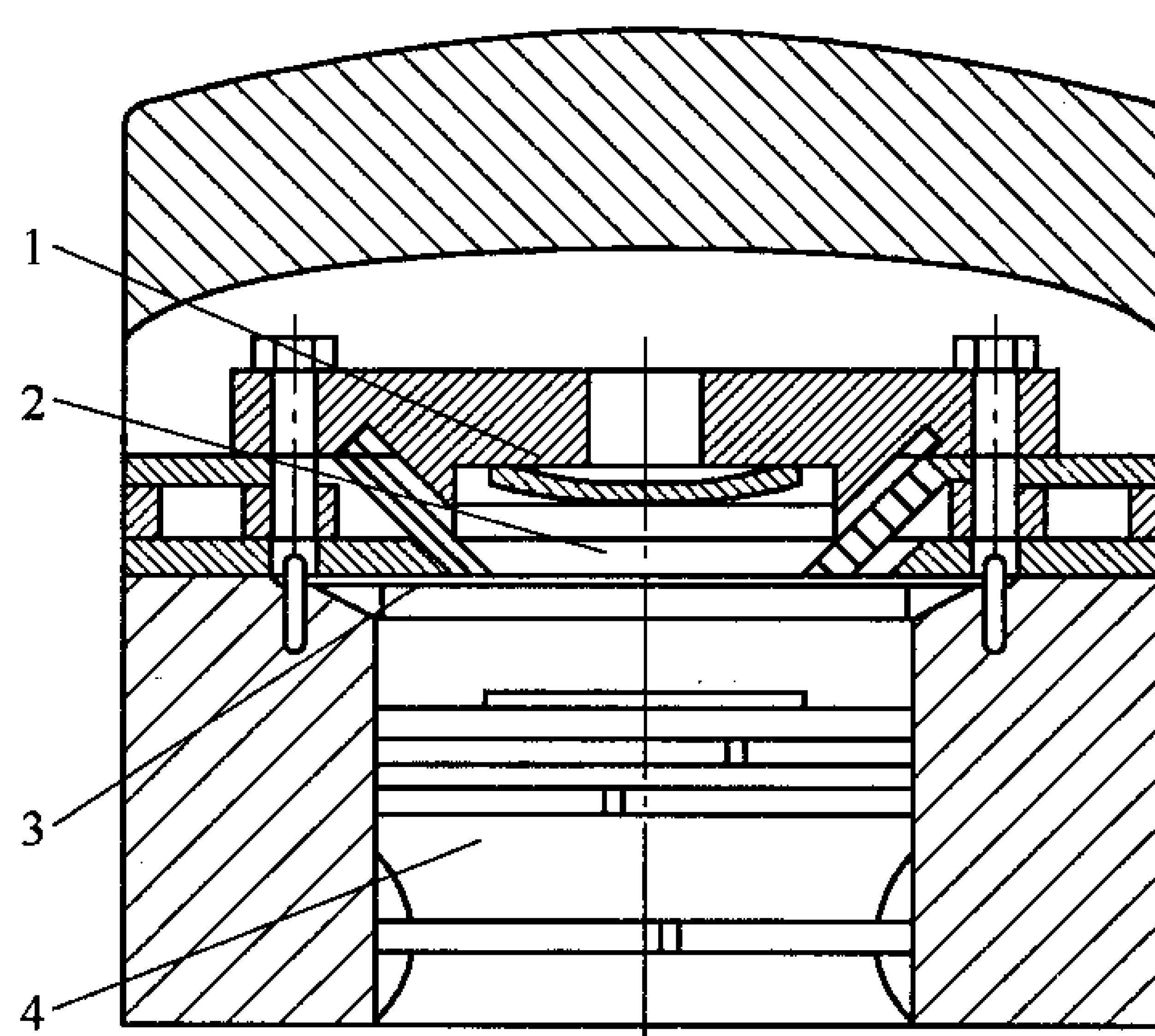


图2-39　塞状阀

1—排气阀弹簧；2—排气阀体；3—吸气阀片；4—活塞

三、阀片材料

对阀片材料的要求是：(1)高疲劳强度。因阀片的断裂主要是疲劳破坏，故阀片必须具有高的冲击、弯曲疲劳强度以及低的疲劳缺口敏感度。阀片表面是疲劳裂纹核心容易产生的地方，在工作状态下，表面处应力最大，因此应提高阀片表面强度。提高表面强度不但可强化表面层，提高疲劳极限，还由于强化层的存在，改变表面的内应力分布，使表面产生残余应力，从而降低交变负荷下的拉应力，使疲劳裂纹不易产生和扩展。簧片阀阀片冲裁时，应使阀片工作时的弯曲应力方向与弹簧带钢的纵向相平行。若与滚轧方向成直角，其强度约减少8%左右。簧片阀阀片冲裁加工后，其边缘上一切容易产生应力集中的微小伤痕都要彻底清除。采用滚抛工艺可以去除毛边，形成圆角边缘，并对表面进行冷却硬化，提高疲劳强度。(2)非金属夹杂物含量和带状组织级别要低。阀片中的非金属夹杂物主要是氧化物和硫化物。常见的氧化物是细小难溶高硬度的脆性夹杂物，它将产生高的应力集中效应，降低疲劳强度，带状组织使钢的力学性能成各向异性，并降低冲击韧度，是引起阀片热处理后翘曲变形和形成早期破损的原因之一。

阀片的材料大体上可分为4类：高强度合金调质结构钢、不锈钢、优质高碳钢、其他钢料(如钛合金)。簧片阀阀片如采用已经热处理过的瑞典钢带，阀片制造厂无需淬火回火，只需要做消除应力热处理及滚磨加工，质量较自行淬火者好。

气阀弹簧承受剪切、冲击、摩擦、腐蚀等因素的作用。弹簧用合金钢丝制造，热处理后进行喷丸或喷砂处理可提高其疲劳强度。

阀座材料视气阀两侧的压力差选择。低压差用灰铸铁，中压差用灰铸铁、稀土球墨铸铁或中碳钢。其密封表面应有细密的金相组织。

升程限制器用以限制阀片的升程。刚性环片阀的升程限制器中有弹簧孔，以安装气阀弹簧。升程限制器材料与阀座相同。

第七节　机体部件及振动、噪声

一、机体、气缸套和机壳

1. 机体

机体是整台压缩机的支架，用以支承压缩机的主要零部件。机体由气缸体和曲轴箱两

部分组成，两者可以不做成整体而用螺栓连接。这样虽然有利于铸造工艺的简化，但造成机器质量、尺寸以及结构等方面的一系列问题。为了克服这些缺点，现已普遍采用气缸和曲轴箱做成整体的结构。图 2-40 所示机体是一台立式两缸制冷压缩机的机体。机体的上半部分为气缸体，两个气缸在气缸体上直接加工而成。缸体上还有吸、排气通道，引导气体的吸入(箭头向上)和排出(箭头向下)。机体的下半部分为曲轴箱，曲轴箱内的空间，一方面是曲轴、连杆运动必须具有的空间，另一方面是盛装润滑油的容器，装有一定数量的润滑油。曲轴旋转时，连杆大头盖上的溅油杆不断接触润滑油，将油飞溅到各摩擦表面。

制冷量较大的压缩机，采用多缸结构。图 2-41 所示的压缩机是一台气缸角度式布置的多缸压缩机的机体，它与图 2-40 所示的机体有很大的区别。图 2-41 所示的机体上并无气缸，只是为嵌入气缸套设置了相应的支承和定位面；另一个区别是这台压缩机采用强制润滑。因为压缩机的气缸数量多，各摩擦面上的压力又相当大，所以采用强制润滑的方式，以保证各摩擦表面之间可靠润滑。输送润滑油的一部分油道在机体上(图上未画出)。机体上有许多筋，用以增加机体的刚度。

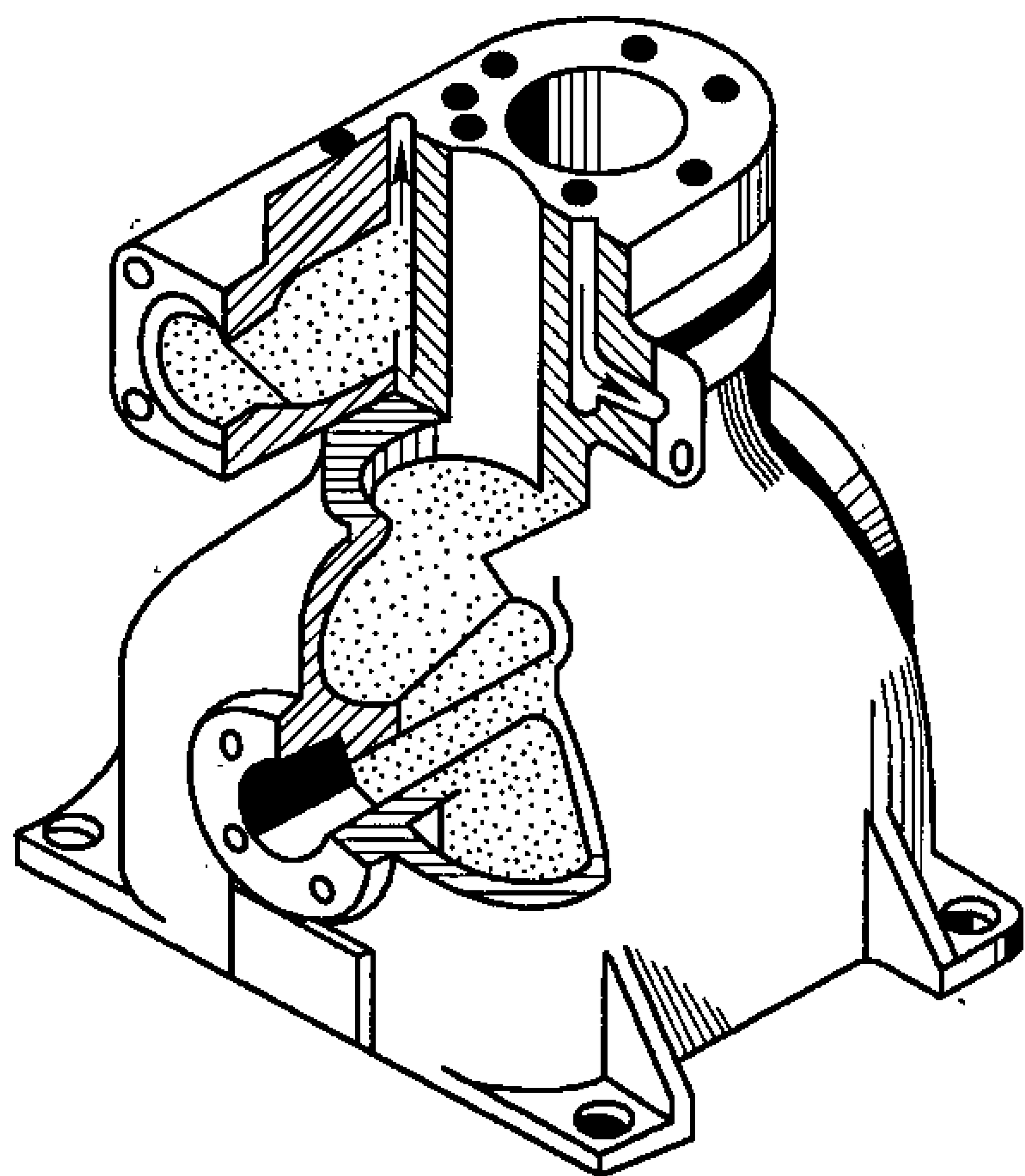


图 2-40　小型立式制冷压缩机的机体

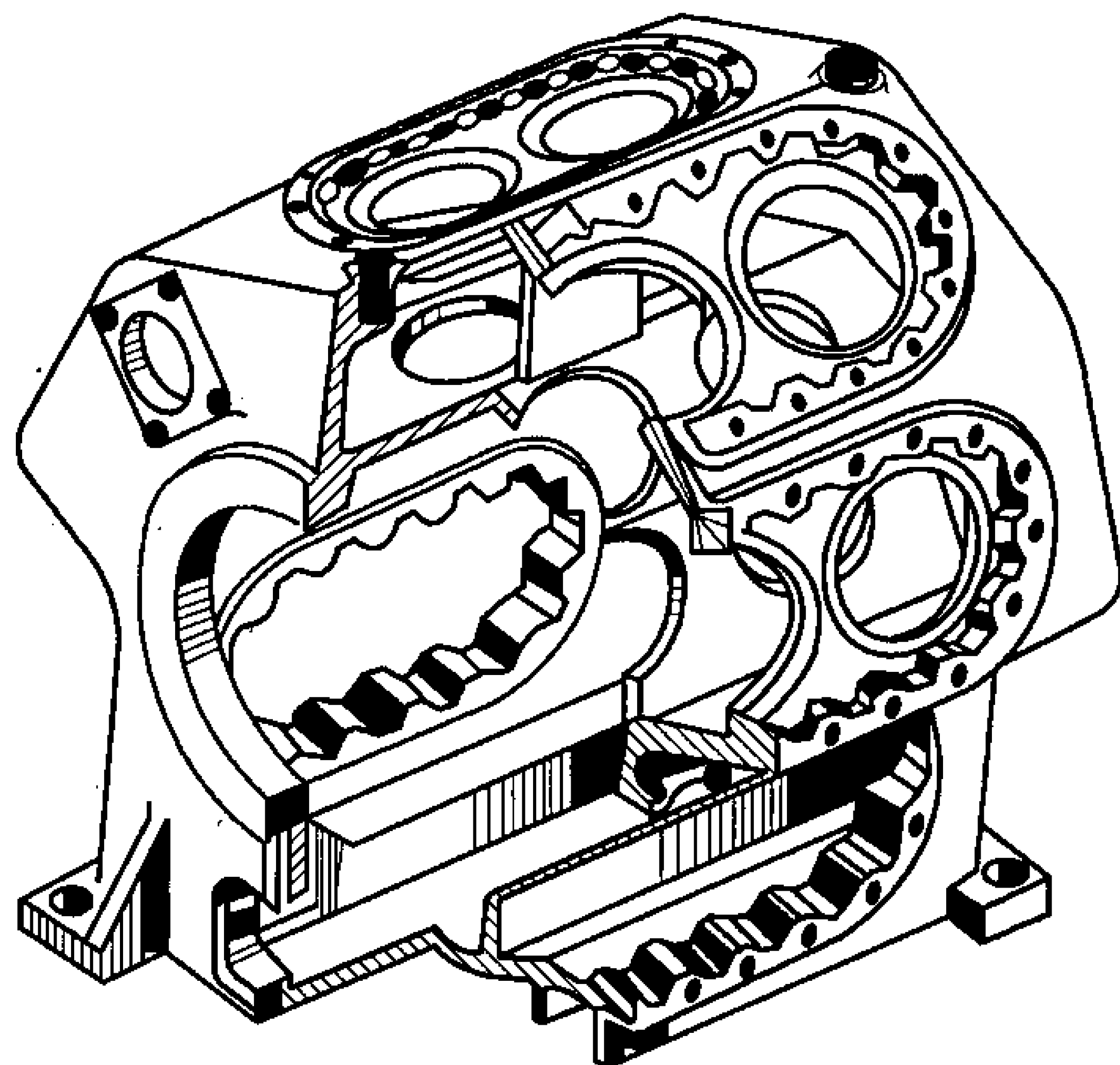


图 2-41　多缸角度式压缩机的机体

2. 气缸套

因小型制冷压缩机的活塞侧向力较小，活塞运动速度也较小，所以气缸壁的磨损较少。另外，机器小、加工容易、价格低、压缩机报废的损失不大。大、中型压缩机的情况不同于小型压缩机，大、中型压缩机的结构复杂、加工不易、成本高、活塞与气缸壁之间的磨损比较严重，为了延长机体的使用寿命，采用气缸套，缸套磨损后可以更换，机体仍可继续应用。若机体材料为铝合金，则必须使用缸套。缸套材料为优质耐磨铸铁。其形状如图 2-42 所示。一种缸套上无吸气圆孔及凸缘(图 2-42(*a*))，另一种缸套上有吸气圆孔及凸缘(图 2-42(*b*))。图 2-42(*a*)的缸套仅起解决磨损问题的作用，缸套嵌入机体时，其轴向定位依靠缸套顶部法兰的下平面；其径向定位由缸套的上、

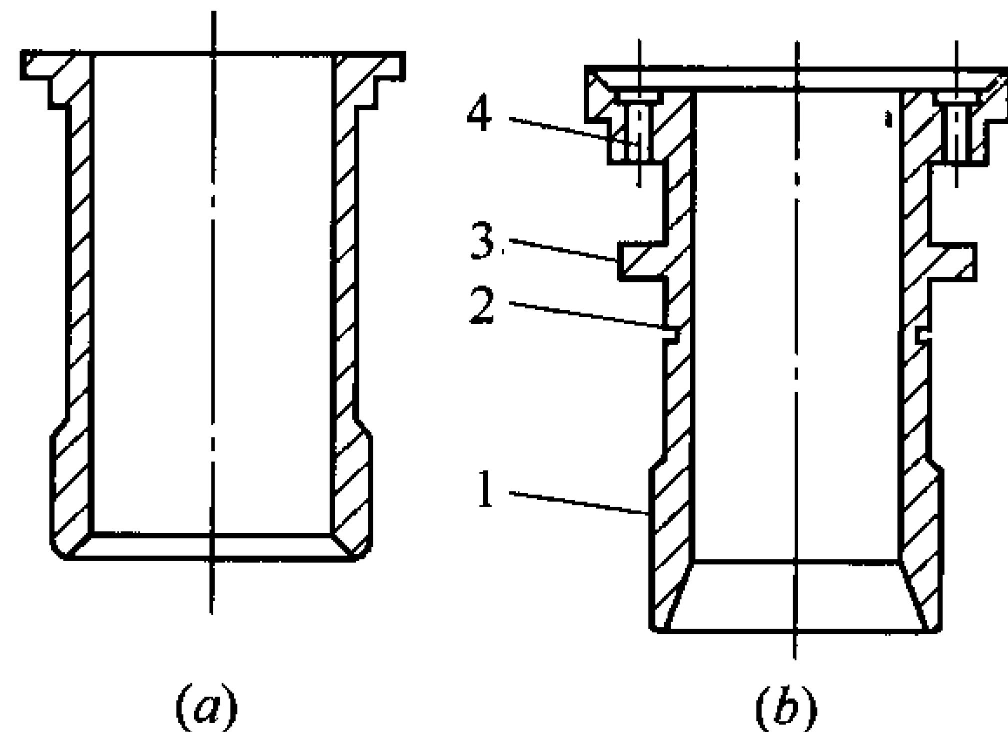


图 2-42　缸套
1—密封圈环槽；2—挡环槽；
3—凸缘；4—吸气圆孔

下两个圆弧定位面保证，上面一个圆形定位面的直径略大于下面一个圆形定位面的直径，以利于缸套的压入或拉出。图 2-42(*b*)的缸套增加了两个功能：(1)缸套顶部的法兰提供了吸气通道和吸气阀阀座，成为压缩机气阀的一部分。(2)缸套上的凸缘及挡环槽用于顶开吸气阀片的卸载机构，成为压缩机输气量调节机构的一部分。

压缩机运转时，机体受高温气体的加热，在气缸附近(包括缸套)及排气通过部分产生较高的温度；半封闭式制冷压缩机安置电动机的机体受电动机产生热量的加热，温度也会升高，因而需采取措施，对缸套和机体的部分区域加以冷却。在冷水供应方便的压缩机站，用冷却水冷却高温的排气腔是合理的。图 2-43 所示的压缩机即为水冷却的例子。在排气腔外部设置水夹层，夹层内通以冷却水使相应部分冷却降温，更多的制冷压缩机机体用空气冷却。为了加强冷却，有些压缩机的顶部设有风扇。半封闭压缩机冷凝机组还利用通过冷凝器的空气对机体强制流动冷却。为了提高冷却效果，安置内置式电动机壳部分设置翅片 1(图 2-44)，缸体的表面上也设有翅片。当小型开启式压缩机曲轴上安装带轮时，通常将连接轮缘与轮中心部分的辐条设计成与飞轮端面有一个夹角，便具有风扇的作用，将空气吹送到压缩机机体表面，进行冷却。

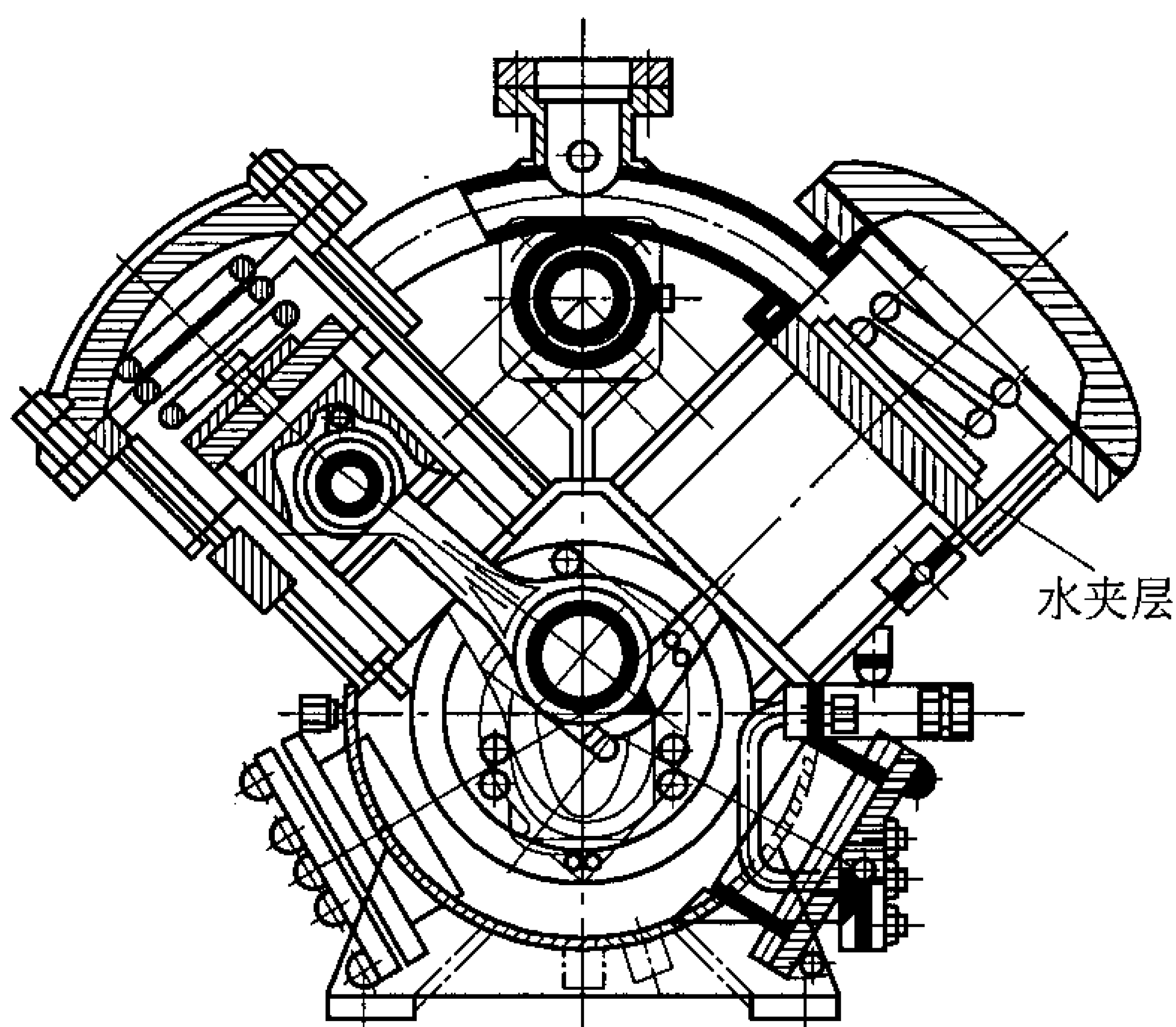


图 2-43　压缩机用水冷却

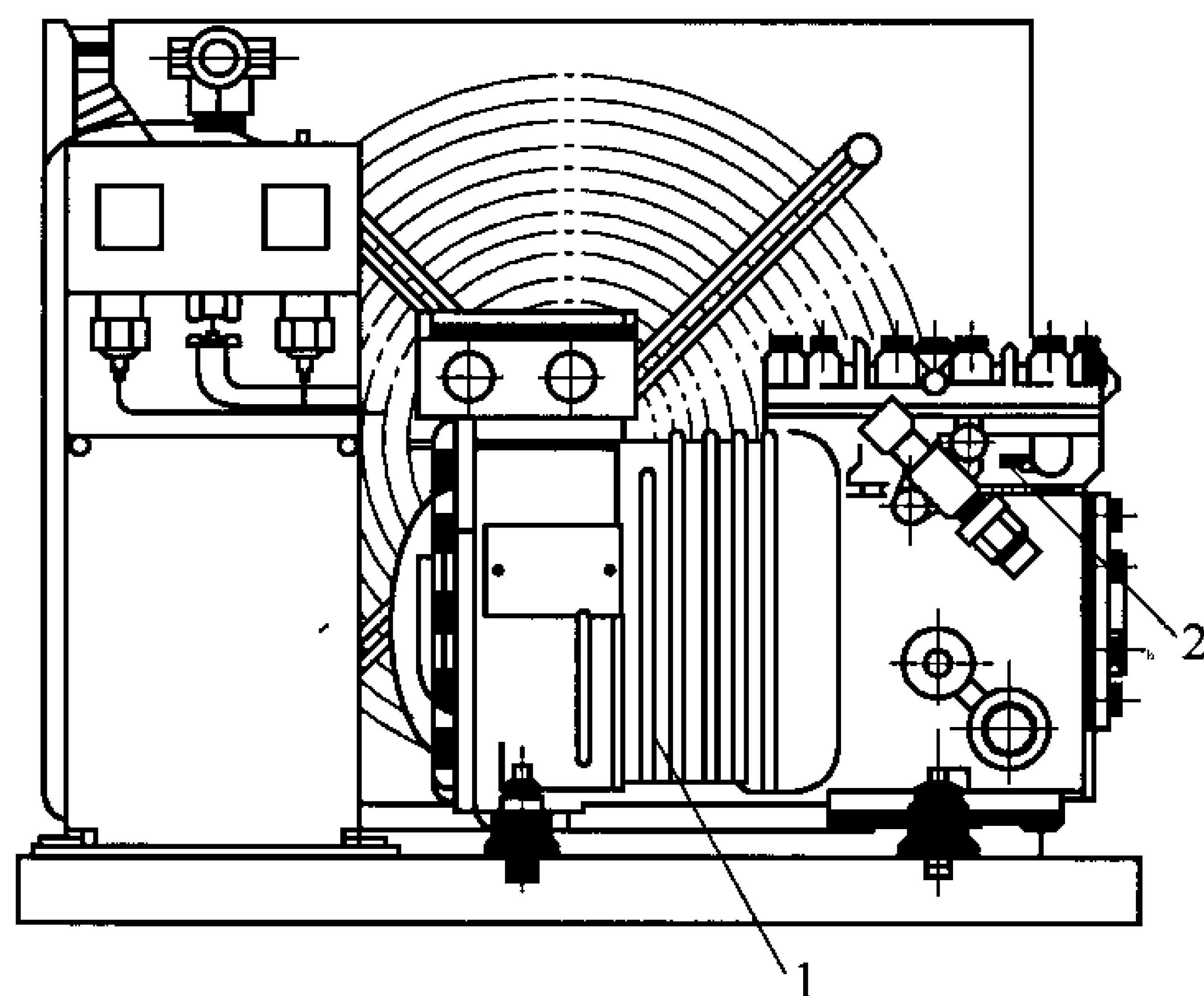


图 2-44　用空气冷却的半封闭式压缩机
1—电动机机壳外的翅片；2—缸体表面的翅片

带吸气圆孔的缸套，其外表面与流入气缸的低温吸入气体接触，受低温吸入气体的冷却，降低了缸套内表面的温度，改善了气缸与活塞摩擦面上的润滑条件。

3. 全封闭式压缩机的机壳

全封闭式制冷压缩机机体和内置电动机连成一个整体后，需支承和悬挂在机壳上。机壳的下部贮有润滑油。位于润滑油上部的空隙通常充满吸入的气体，吸入气体在此空隙中分离出所含液滴并对内置电动机适当地冷却。机壳的焊接结构确保压缩机内的制冷剂不会泄漏到大气中，全封闭式压缩机由此得名。机壳也是阻止噪声外传的重要屏障。

机壳用钢板冲压成型(图 2-45)，壳体的形状不仅与壳体的刚度有关，而且对减少噪声的传递有重要作用。通过仔细分析壳体各部分的振动求得降噪效果良好的壳体形状，已成为机壳设计中的重要措施之一。

图 2-46 表示了机壳中的一些弹簧支承装置。因为这些支承装置与压缩机的机体连接，

所以当压缩机的内置电动机位于机体上部时，采用承压弹簧的结构。因弹簧支承装置与压缩机机体、内置电动机构成一个振动系统，故正确选择弹簧的刚度以避免剧烈的振动是十分必要的。

机壳上装有密封接线柱(图 2-47)。其密封材料必须能承受高温和压力，且能承受制冷剂的侵蚀。图中有三个电极，用陶瓷绝缘体烧结在柱体上，柱体与压缩机之间用焊机焊接。若压缩机的内置电动机中埋有过热保护器，密封接线柱的电极为 5 根，其中 3 根为电动机引柱，2 根为埋入式过热保护的引柱。使用时应正确判别这 5 根引柱，电动机的 3 根引柱间有电阻值；连接过热保护器的 2 根引柱在电动机运转前(冷态)，引柱间几乎无电阻值。电动机过热时，过热保护器动作，切断电路；3 根电动机引柱与 2 根过热保护引柱之间不应导通。一旦发现导通，表明已有故障。

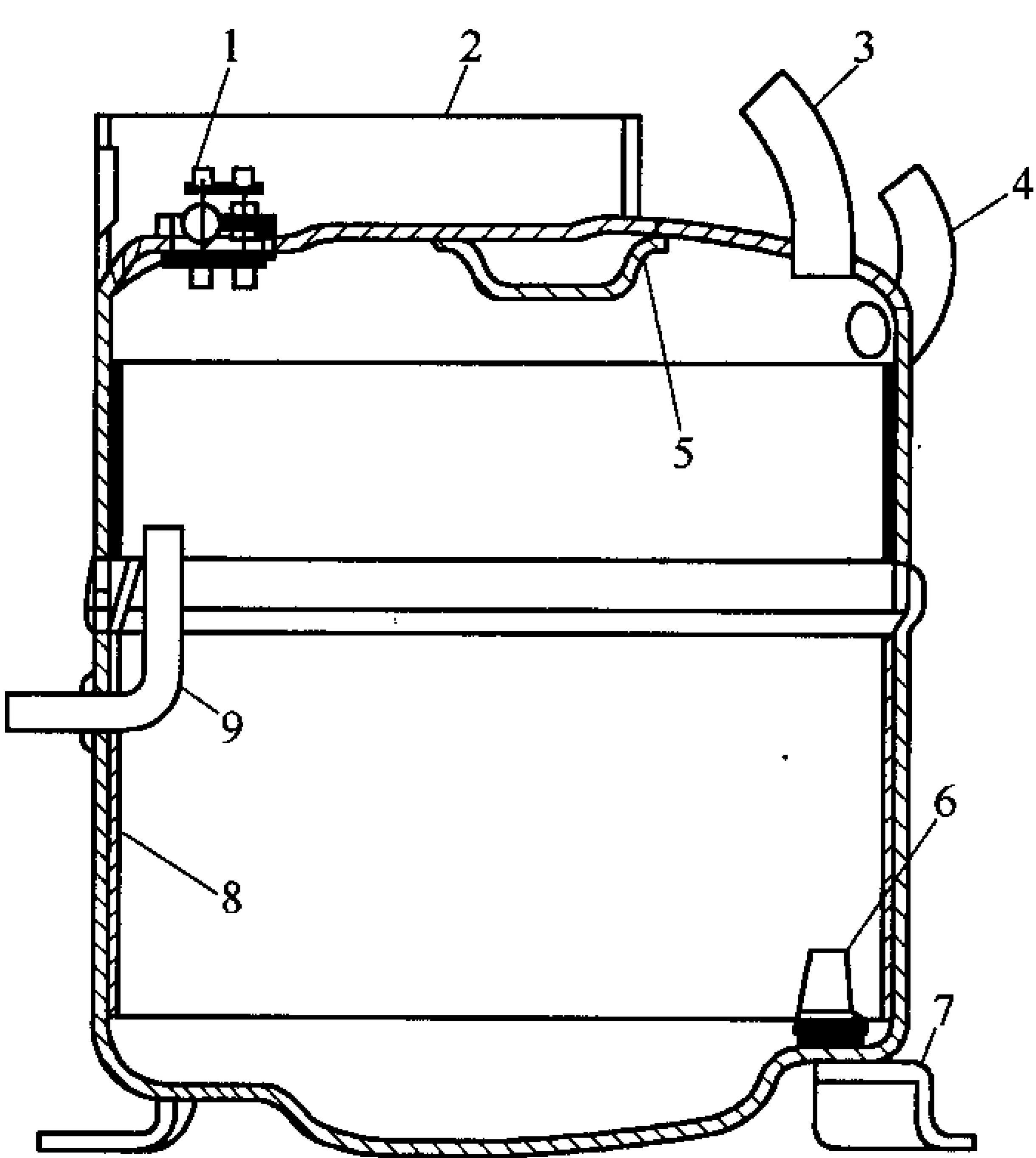


图 2-45 全封闭压缩机的机壳

1—密封接线柱；2—接线盒；3—吸气管；4—充液管；5—过振防止装置；6—支撑弹簧；7—底脚；8—消声板；9—排气管

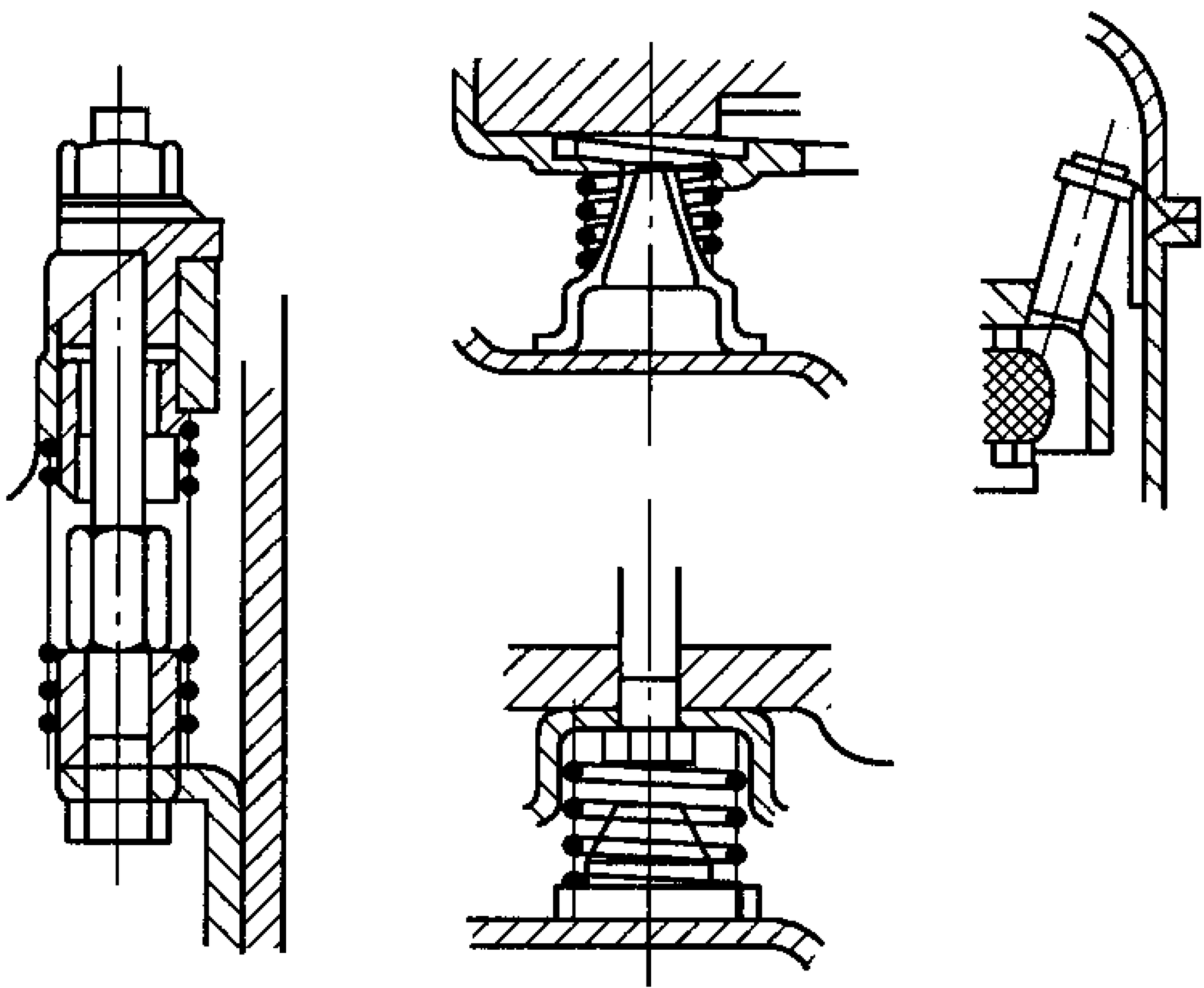


图 2-46 机壳中的弹簧支撑装置

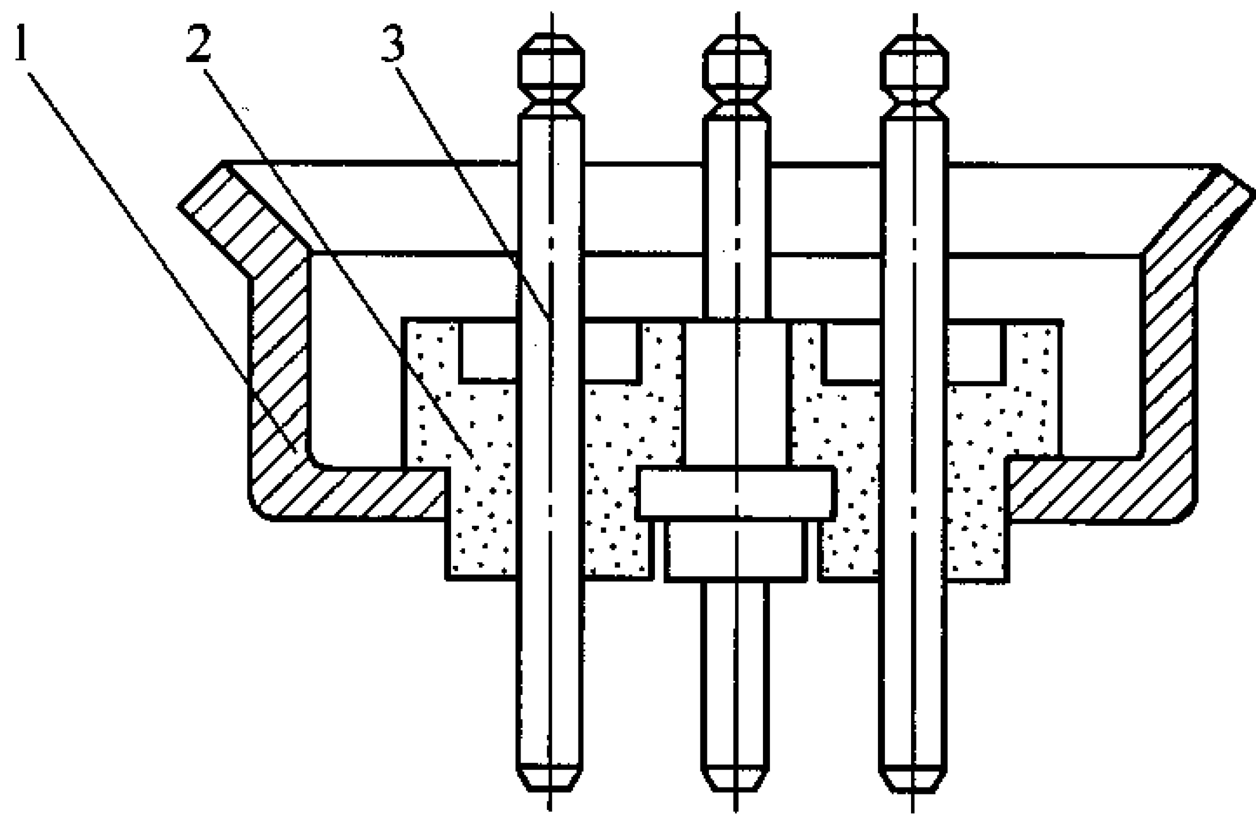


图 2-47 密封接线柱

1—电极；2—绝缘体；3—柱体

二、轴封装置

开启式压缩机的曲轴穿过机体与外置电动机的转轴连接。电动机通过联轴节或带轮驱动曲轴旋转。

曲轴与机体之间的间隙是制冷系统中制冷剂泄漏的最主要通道。对此间隙进行密封以阻止制冷剂泄漏(或空气漏入)的结构称为轴封结构，其密封原理如图 2-48 所示。两种密封材料与曲轴、机体构成三个密封面：(1)径向动密封面 3；(2)径向静密封面 2；(3)轴向静密封面 1。保证这三个密封面的密封，即可将制冷剂封闭在曲轴箱内。因曲轴转动时，密封材料 7 与曲轴 4 之间无相对运动，密封材料 7 与密封材料 6 之间也无相对运动，所以构成的密封面 1 和 2 称为静密封面；密封材料 6 和机体 5 之间有相对运动，因而密封面 3

被称为动密封面。

图 2-49 展示了开启式压缩机的轴封结构。转动摩擦环 6 与压盖 7 之间构成径向动密封面；波纹状密封橡胶圈 4 与轴颈 8 之间构成轴向静密封面；波纹状密封橡胶圈 4 与转动摩擦环 6 之间构成径向静密封面。

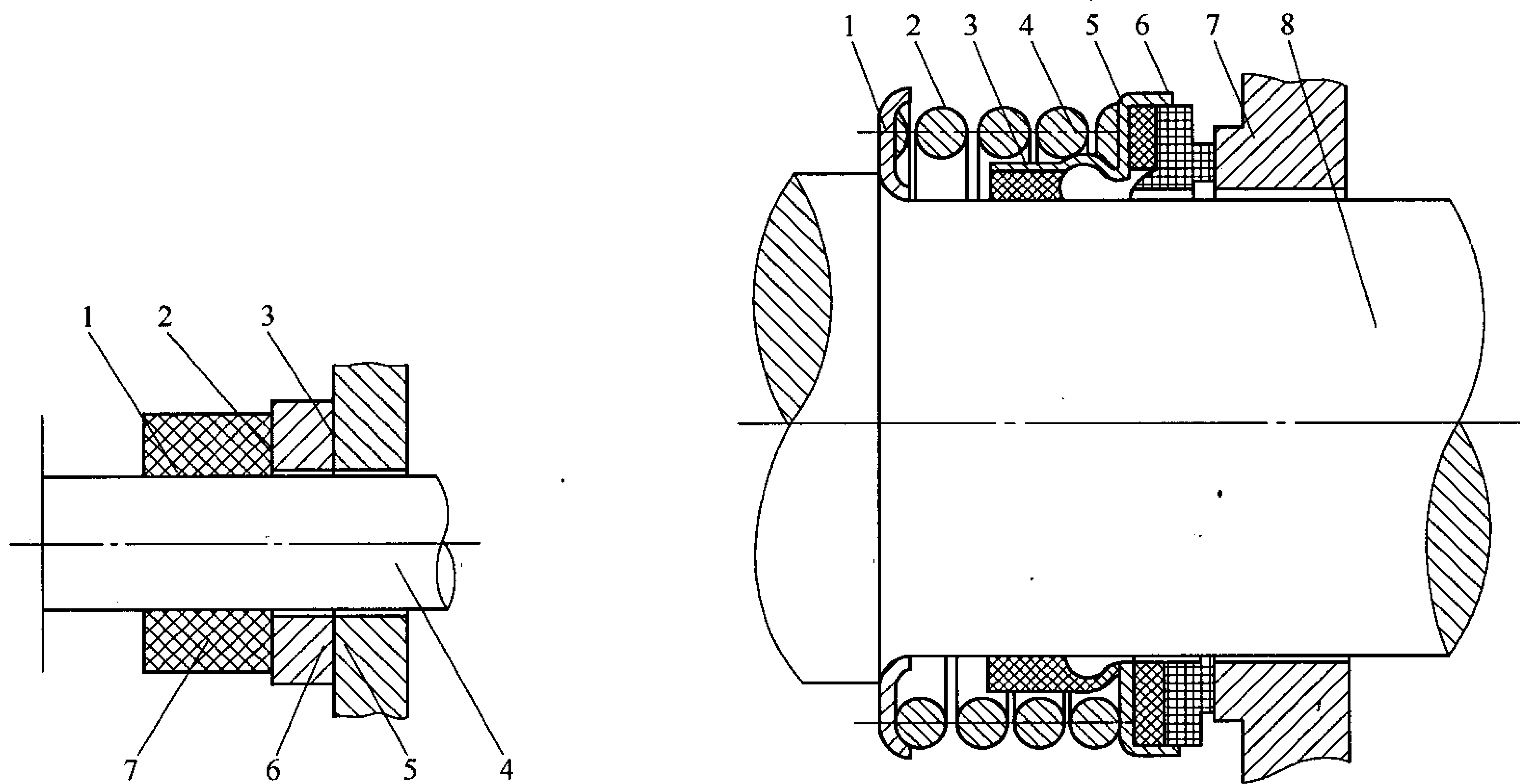


图 2-48 轴封原理图

1—轴向静密封面；2—径向静密封面；3—径向动密封面；4—曲轴；5—机体；6、7—密封材料

图 2-49 开启式压缩机的轴封结构

1—弹簧座；2—弹簧；3—压紧圈；4—波纹状密封橡胶圈；5—钢圈；6—转动摩擦环；7—压盖；8—轴颈

弹簧 2 通过钢圈 5、波纹状密封橡胶圈 4 将转动摩擦环 6 的端面紧贴在压盖 7 上，两者接触的平面上有充足的润滑油，使摩擦表面的摩擦力降低、密封性改善。波纹形密封橡胶圈的右端在弹簧 2 的压力下与转动摩擦环紧贴，橡胶圈的波纹状结构使它可以在轴向作小量的变形，以适应曲轴转动时可能产生的轴向跳动以及摩擦环与压盖接触面的磨损，始终维持摩擦环与压盖紧贴。压紧圈 3 将橡胶圈 4 的左端圆柱面紧紧地抱住，确保轴向的密封。摩擦环材料通常为磷青铜和浸渍石墨的铸铁，密封橡胶圈的材料为氯醇橡胶和丁腈橡胶。

三、振动

往复式制冷压缩机的振动主要起因于压缩机曲柄—连杆机构运动时形成的惯性力。由于气流脉动引起的管系振动，也受到人们的关注。

当压缩机工作时，作用于其运动机构上的力主要有：惯性力和气体力。惯性力是运动机构加速度产生的虚力，而气体力是气缸内气体压力作用于运动件上产生的压差力。惯性力及其产生的力矩在压缩机运转时都是周期性变化的，会使压缩机产生上下左右的跳动和摇摆的振动，这是引起压缩机振动的根源。在压缩机设计中，要求压缩机选用合适的平衡措施，如多缸错开布置、安装平衡块等，使其惯性力和惯性力矩得到应有的平衡，这是压缩机减振所必需的，也是压缩机减振的最有效手段。

压缩机的惯性力和惯性力矩不可能完全平衡，因而除了尽量平衡惯性力和力矩外，尚

需采取一些其他的减振措施。常用的措施有两种：用土壤减振(图 2-50(*a*))；用各种减振器(图 2-50(*b*)、(*c*)、(*d*)、(*e*))。

用土壤减振的方法，适用于固定式压缩机。在土壤上建立足够大的混凝土基础，压缩机安装在此基础上，凭借土壤的弹性及必要的承压面积限制机器的振幅。许多小型制冷压缩机并无混凝土基础作支撑，必须使用橡胶垫和弹簧减振器减振。图 2-50(*b*)、(*c*)采用内减振支撑装置，它们装在壳体内，压缩机的振动经内减振支撑装置减振后，传到机壳外面的振动已明显减弱。图 2-50(*d*)、(*e*)为外减振装置。它们设在机壳外面，以减少对装置的冲击。由压缩机和各种减振设施构成有阻尼的强制振动系统，该系统的无阻尼自由振动频率与系统的运动质量及支撑刚度有关。必须使作用在系统上的激振力的频率与系统的无阻尼自由振动频率有较大的差值，以避免接近共振范围。

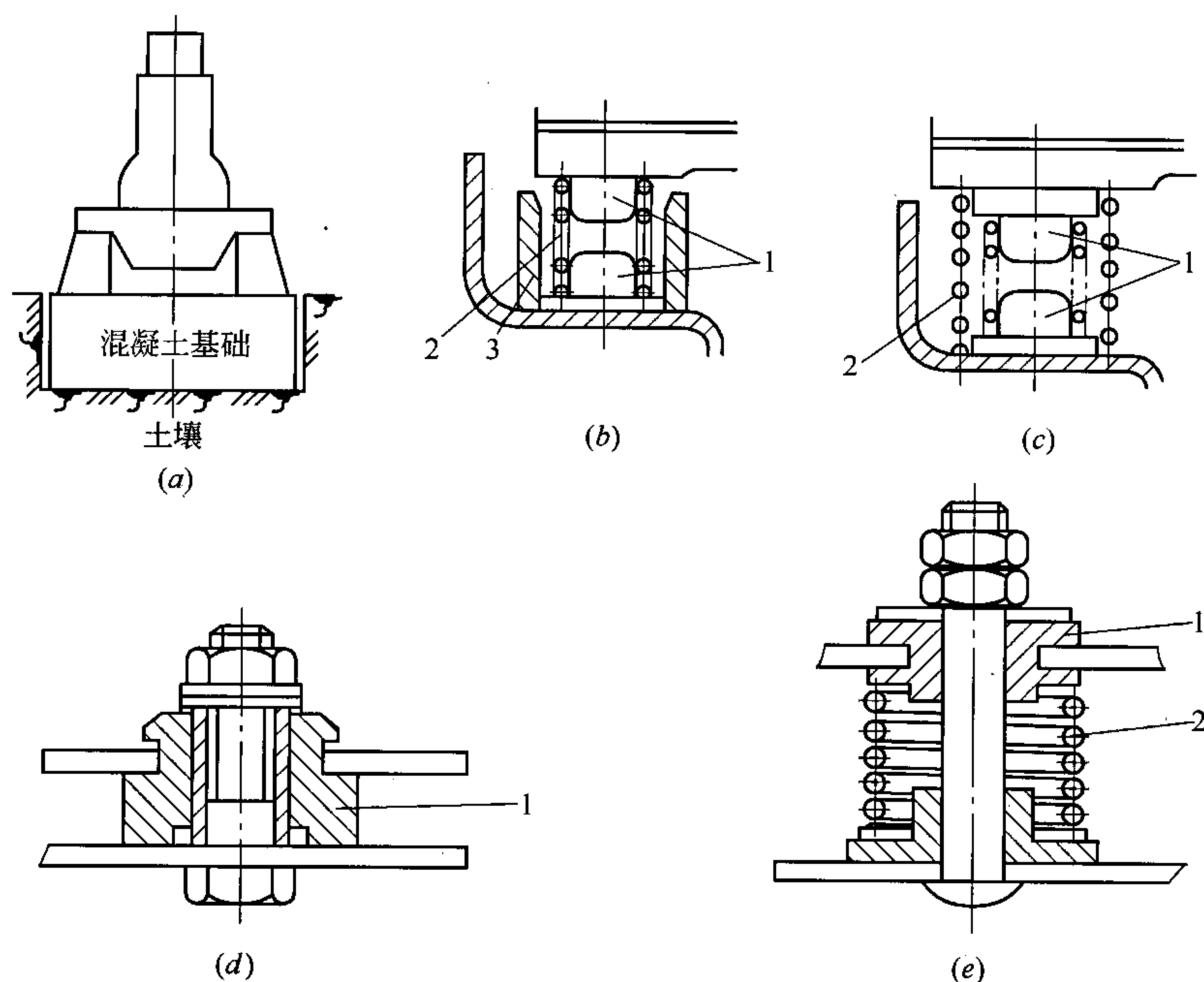


图 2-50　一些减振方法

(*a*)用土壤减振；(*b*)内消振支持装置(上、下橡胶垫限位)；(*c*)内消振支持装置(无保护圈，上、下橡胶垫限位)；(*d*)外防振结构(用橡胶垫减振)；(*e*)外防振结构(用橡胶垫、弹簧组合件)

1—橡胶垫；2—弹簧；3—保护圈

四、噪声

噪声指标已成为与制冷量、能耗、可靠性等指标同样重要的评价因素，在压缩机设计和制造时，应充分考虑噪声问题。

1. 噪声源

压缩机的噪声声源大体上可分为三类：机械噪声、流体噪声和电磁噪声。

机械噪声来自：相对运动零件之间的间隙产生的撞击；机体、管路、支撑件振动发出的噪声；阀片撞击升程限制器和阀座时产生的噪声。

流体噪声起因于吸、排气时气体的压力脉动、气体流经电动机时产生的噪声以及气体

在壳体内振荡引起的共鸣声。

电磁噪声为内置电动机运转时发出的电磁声。

这些噪声通过机壳向外传布，造成对人体的危害。

2. 降低噪声的措施

针对不同的噪声源采用不同的措施。如：提高零件的加工精度和装配精度，以降低零件相互撞击的噪声；适当控制阀片升程，改善阀片的运动规律，以减少阀片冲击升程限制器和阀座时的冲击声；合理设计减振装置，从而在减振的同时也降低噪声；改进壳体形状，提高其刚度及自振频率；适当改变壳体尺寸，防止壳内气柱的共鸣；适当加厚钢板厚度；改变内部排气管道的弯曲形状和支撑。

由于气流脉动是重要的噪声源，且对压缩机性能有重要影响，因而降低气流脉动以降低噪声，改善压缩机性能是十分重要的。降低气流脉动的有效方法之一是在压缩机吸、排气口处设置消声器。图 2-51(*a*)为一侧进气分置式扩大型消声器；两侧同时进气分置式扩大型消声器见图 2-51(*b*)；整体式扩大型消声器如图 2-51(*c*)所示，此时消声器与气缸铸在一起，用于制冷量很小的压缩机，如冰箱用压缩机。脉动气流在扩大型消声器内多次扩大减压，降低了噪声。共鸣型消声器的体腔内开有一些小孔，使气流发生共鸣音频率来衰减气流声。如图 2-51(*d*)所示的共鸣型消声器适用于较大的机组，消声器用的材料应当厚一些。

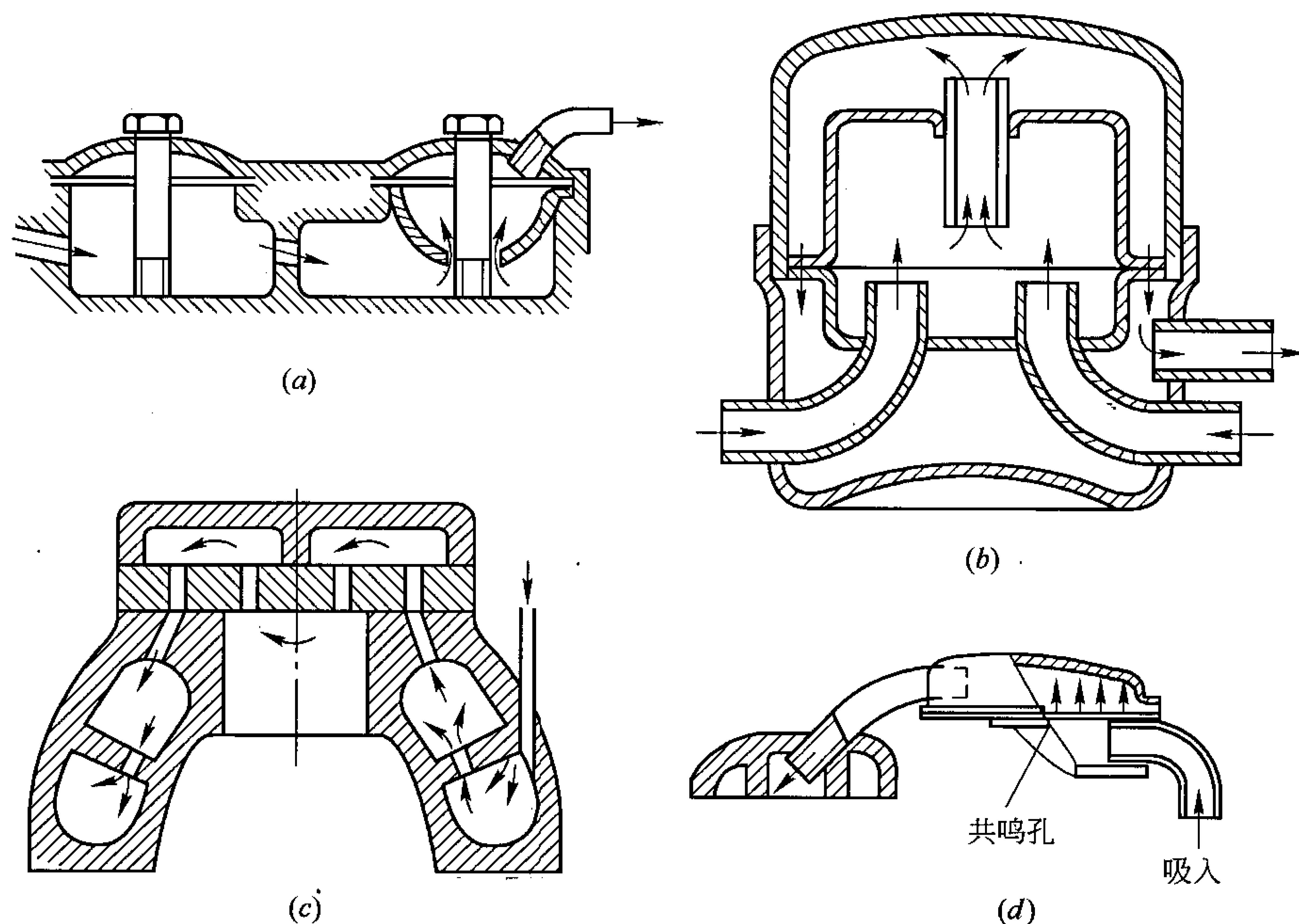


图 2-51　扩大型消声器和共鸣型消声器

第八节　典型产品及其特性

制冷压缩机的结构形式很多，这里仅介绍开启式、半开启式、全封闭式三种典型

类型。

一、开启式制冷压缩机

开启式压缩机曲轴的功率输入端伸出机体外，通过传动装置与原动机连接。曲轴伸出部位装有轴封装置，防止泄漏。由于轴封装置不可能绝对可靠地密封，故制冷剂的泄出和空气的渗入是不可避免的。

开启式压缩机的原动机独立于制冷系统之外，不与制冷剂和润滑剂接触，因而不需要采用耐油和耐制冷剂的措施。如果原动机为电动机，只需使用普通的电动机。开启式压缩机的这一优点，使它在有些场合成为惟一的选择。例如：在以氨为制冷剂的制冷系统中，因氨对铜有腐蚀性，故不可能将电动机包含在制冷系统中，以免电动机受氨的破坏。即使在以氟利昂为制冷剂的制冷系统中，欲以普通电动机驱动压缩机，也只能用开启式压缩机，否则电动机的绝缘会因氟利昂的侵蚀而损坏。

既然开启式压缩机的原动机独立于制冷系统之外，原动机的种类就不局限于电动机，内燃机也可用作原动机。这一特点使开启式压缩机在汽车等移动式运载工具上得到十分广泛的应用。

开启式压缩机的制冷量，可以通过改变传动机构的传动比的方法予以调节。例如：改变带轮直径调节制冷量。因吸入制冷剂是蒸气，不经过电动机，故提高了压缩机的容积效率和输气量。开启式压缩机容易拆卸修理，但原动机的更换对制冷系统无影响，这一特点对用户是有利的。

开启式压缩机除了制冷剂和润滑油比较容易泄漏这一最大的缺点外，尚有重量大、占地面积多等不足之处。

1. 氨压缩机

图 2-52 示出 8AS12.5 型压缩机的总体结构剖面图。

曲轴箱和气缸体是一个整体铸件，结构形式为扇形，相邻气缸中心线夹角为 45°，吸、排气腔设置其中，形成一个坚固的机体，用来承装各个零部件，底部用来存放润滑油。曲轴箱两侧开有孔口，用于压缩机内部零件的装配和拆检，并用侧盖封闭，一只侧盖上还装有油面指示器和油冷却器，分别用来检查油面的高低及冷却润滑油。压缩机的曲轴用球墨铸铁整体铸造，两曲拐夹角为 180°，用两个滑动轴承支承。每个曲拐上装有 4 个工字形连杆，每个连杆通过活塞销带动一个铝合金的筒形活塞，使活塞在气缸套内作往复运动。活塞上面装有 3 道气环和 1 道油环。气缸中装有气缸套，吸气阀布置在气缸套上部的凸缘处，排气阀布置在气缸套的顶部。吸入的氨气经进气管和过滤网进入吸气腔(气缸套周围的空腔)，然后经吸气阀进入气缸中。排气阀通过缓冲弹簧被气缸盖压紧，在气缸盖与排气阀之间形成一个排气腔。排气阀与缓冲弹簧组成一个安全假盖，在发生液击、气缸内压力过度升高时，假盖自动开启(抬起)，排走液体，不使压缩机零件受到损坏。吸、排气阀均采用环状阀结构形式，排气阀座的环形通道与活塞顶部的凹陷形相吻合，当活塞运动到上止点时，活塞顶部伸到内环形通道内，以减少压缩机的余隙容积。压缩后的氨气经排气阀先排入排气腔中，再经排气管排出。在排气腔与吸气腔之间装有安全阀，当排气压力超过规定值时，安全阀自动打开，部分氨气经安全阀流入吸气腔中。在曲轴伸出机体的部位装有摩擦环式轴封，以防制冷剂泄漏。

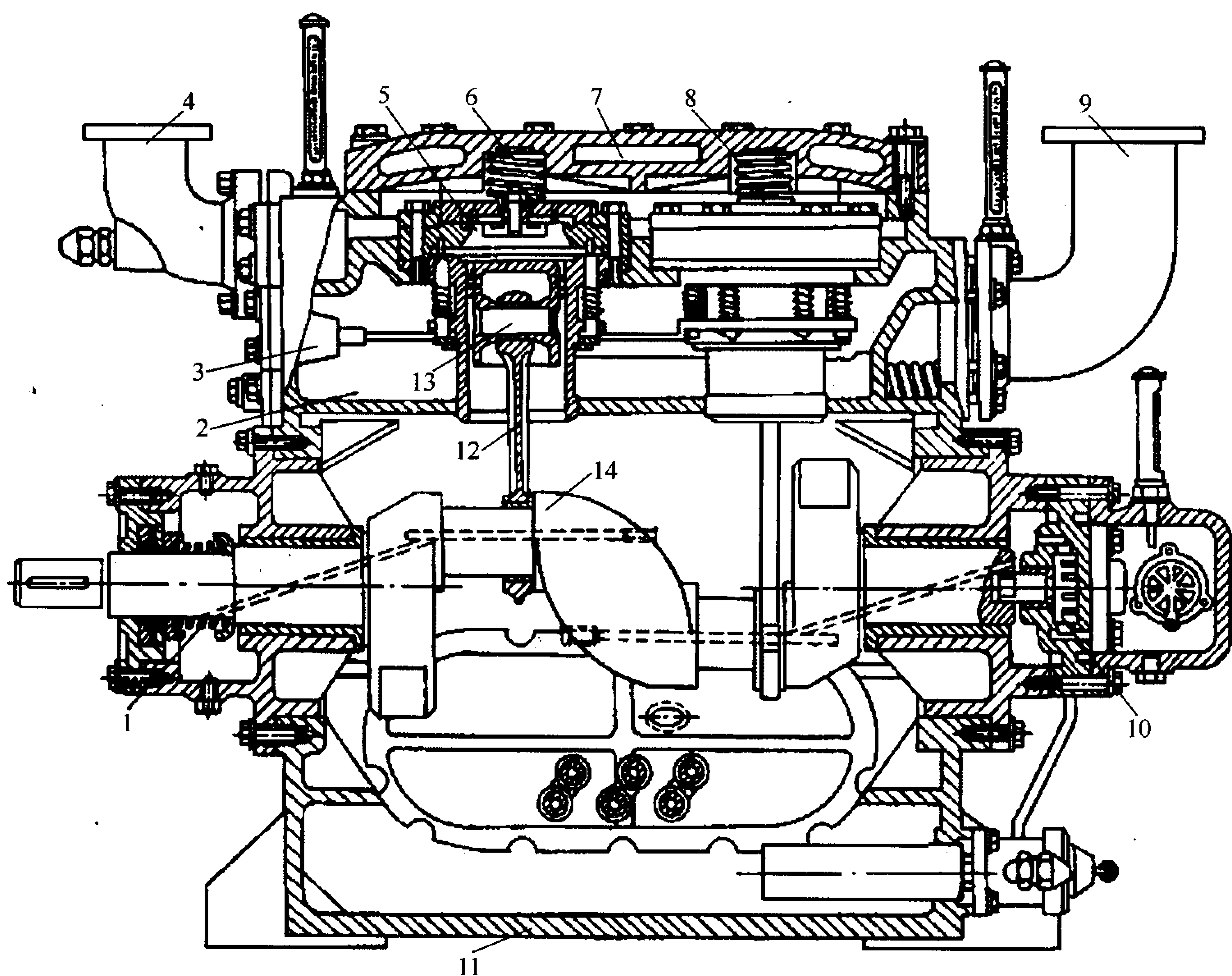


图 2-52 8AS12.5 型压缩机的总体结构

1—轴封；2—进气腔；3—油压推杆机构；4—排气管；5—气缸套及进排气阀组合件；6—缓冲弹簧；7—水套；8—气缸盖；9—进气管；10—油泵；11—曲轴箱；12—连杆；13—活塞；14—曲轴

压缩机采用压力润滑，油泵为转子式，与曲轴的自由端装在一起，由曲轴直接带动。曲轴箱中的润滑油经粗滤油网及吸油管，被油泵吸入，升压后经精过滤器后从曲轴两端进入，送至各需要润滑的部位，然后落入曲轴中，供循环使用。

8AS12.5 型压缩机带有卸载装置。在它的气缸套周围装有顶开吸气阀片的顶杆、转动环及油压推杆机构等，由油缸—推杆机构控制，起到调节压缩机输气量(制冷量)及压缩机空载启动的目的。油缸中的压力油由油泵供给。压缩机采用直接传动方式，通过联轴器由电动机直接传动。

这种缸径的系列有 2、4、6、8 缸，行程有 100mm、110mm 两种，按氨、R12、R22 三种工质通用要求设计，使用不同的制冷剂时，只需更换相应的安全阀及气阀弹簧等。

2. 单机双级压缩机

当蒸发温度很低时，单级压缩机不能满足要求，普遍采用的解决方法是使用单机双级压缩机(图 2-53)。这是一台八缸压缩机，含六个低压缸和两个高压缸。因压力不同，故低压缸的吸、排气腔及与其相连通的空间与高压腔的吸、排气腔及与其相连通的空间隔离。低压级和高压级应分别配置安全阀、截止阀。因高压级活塞、连杆承受的载荷大，故需要采取措施(如：连杆小头用滚针轴承)，以确保其可靠性。

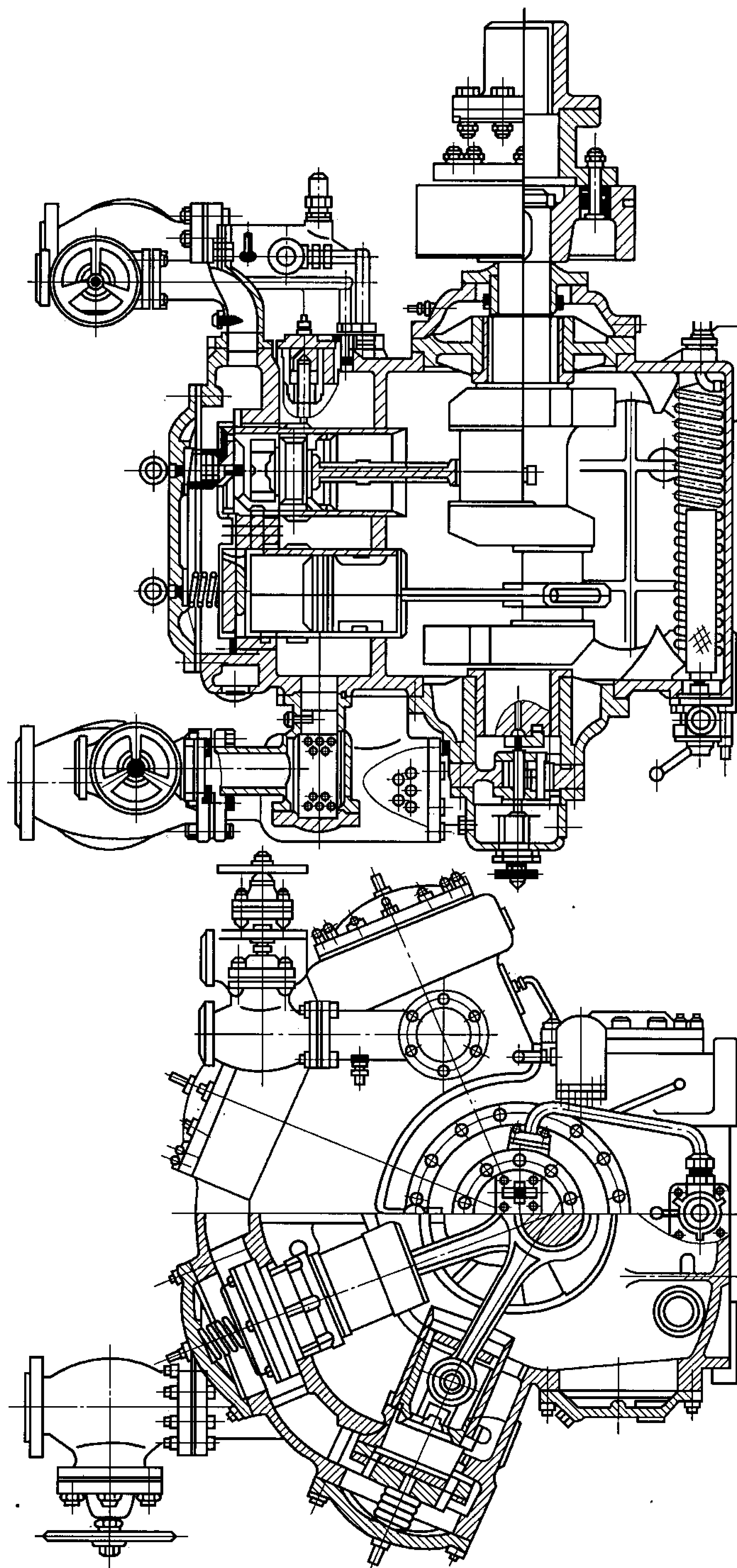


图 2-53 单机双级的开启式压缩机

3. 二氧化碳压缩机

开启式 CO_2 制冷压缩机，如图 2-54 所示。CO_2 曾经是最早被应用的重要制冷工质，现在它又受到了广泛的重视。压缩机为单级、单作用、立式、双列机构，工作压力相当

高、进气压力为2～3MPa，排气压力达8～9MPa。机身与气缸连成一体，机身与气缸壁显得很厚实，机身中在压缩机不工作时可承受高达7.5～8.0MPa的压力。曲轴一端支承为滑动轴承，另一端为滚动轴承，其优点是滚动轴承可用具有自动调心功能，缺点是两种轴承的间隙不易达到一致，因此这样的设计很少应用。轴端密封结构较简单，由于机身中具有很高的压力，动环将依靠此压力紧紧压在静环上，润滑油泵由曲轴端部直接驱动，通过机身上的通道、盖板直接进入曲轴的钻孔中(图中未表示出)。进、排气阀为组合结构，外圈要承受很大的压力差，阀片显得很厚。这种压缩机根据需要也可制成V形或W形等角度式结构。

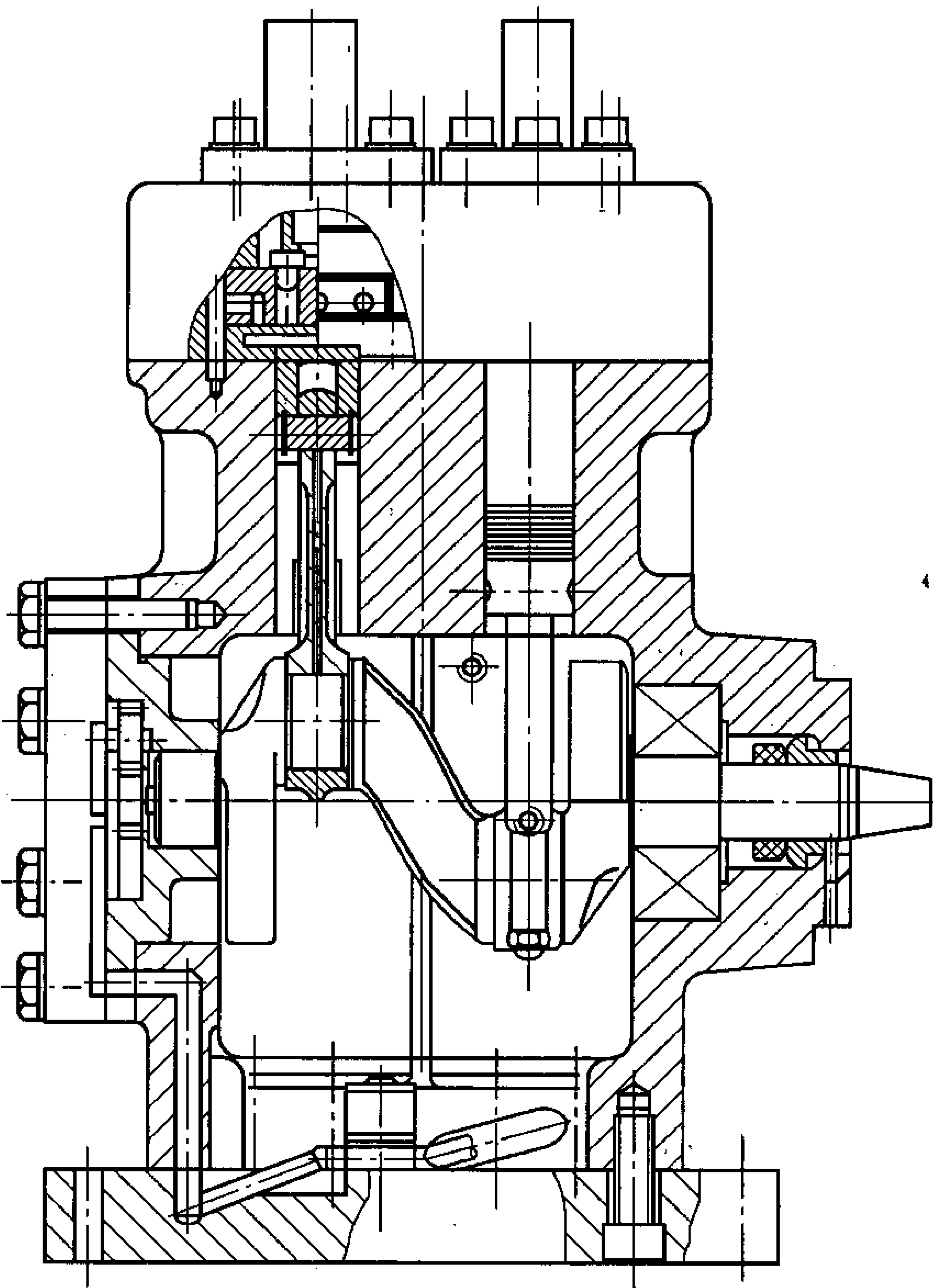


图2-54 开启式CO_2制冷压缩机

4. 斜盘压缩机

图2-55是三列六缸旋转斜盘压缩机的剖面图。斜盘6固定在主轴1上，双向作用的活塞2夹嵌在斜盘周围，通过钢球3和滑履4与活塞联系在一起。由于活塞是双向作用，所以两侧气缸同时工作，当一侧处于吸气过程时，则另一侧就处于压缩或排气过程。两侧气缸的缸头部均装有阀板13和气缸盖。气缸体上有进排气通道，分别沟通两端气缸的进气腔和排气腔。

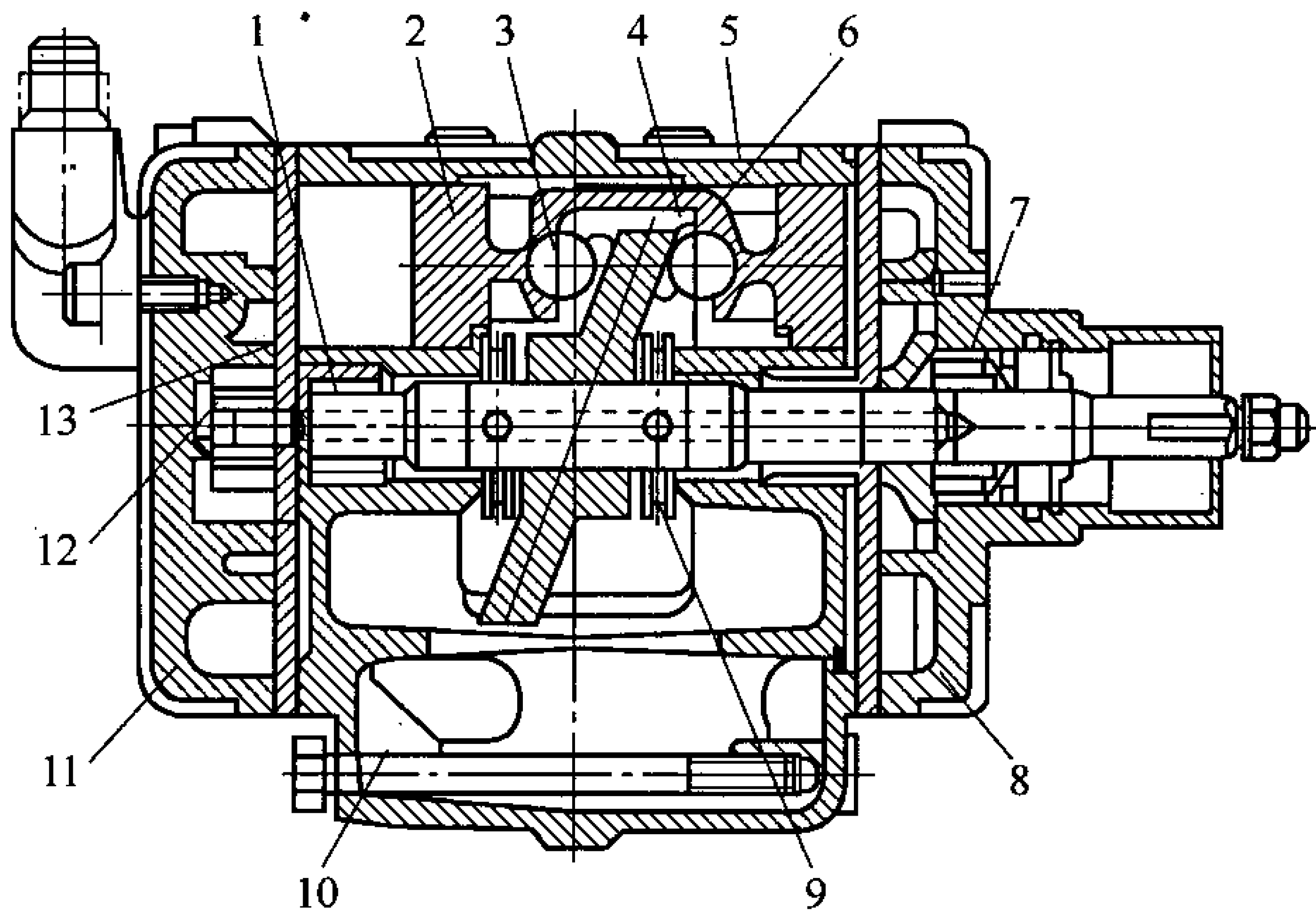


图2-55 六缸旋转斜盘压缩机的剖面图

1—主轴；2—活塞；3—钢球；4—滑履；5—缸体；6—斜盘；7—轴封；8—前缸盖；9—弹簧；10—油池；11—后缸盖；12—油泵；13—阀板

（1）主轴和斜盘　主轴和斜盘是压缩机的运动转换机构和主要的受力部件。斜盘上承受活塞力和自身的旋转惯性力，并承受这些力产生的力矩。主轴承担着为压缩机提供动力的任务，为确保旋转斜盘固定在主轴上，斜盘采用过盈配合热套在主轴上，分别由径向轴承和推力轴承承担主轴和斜盘的作用力。通常主轴采用优质碳素钢制作，斜盘用特殊铸铁或粉末冶金压铸而成。近年来也有用高强度铝合金材料制作的斜盘。主轴和斜盘的加工精度和表面粗糙度要求较高。

（2）活塞组件　活塞组件包括活塞、活塞环、钢球和滑履。活塞是双向作用式。活塞常用高硅铝合金材料。为提高其耐磨性，活塞表面涂有一层耐磨聚四氟乙烯膜，它还能适当减小活塞和气缸的配合间隙，以减少泄漏。活塞两端的头部各设置一活塞环，活塞环常由铸铁或聚四氟乙烯制作。滑履如图 2-56(*a*)所示，采用高硅铝合金。也有将滑履和钢球作成一体的全钢结构，如图 2-56(*b*)所示。

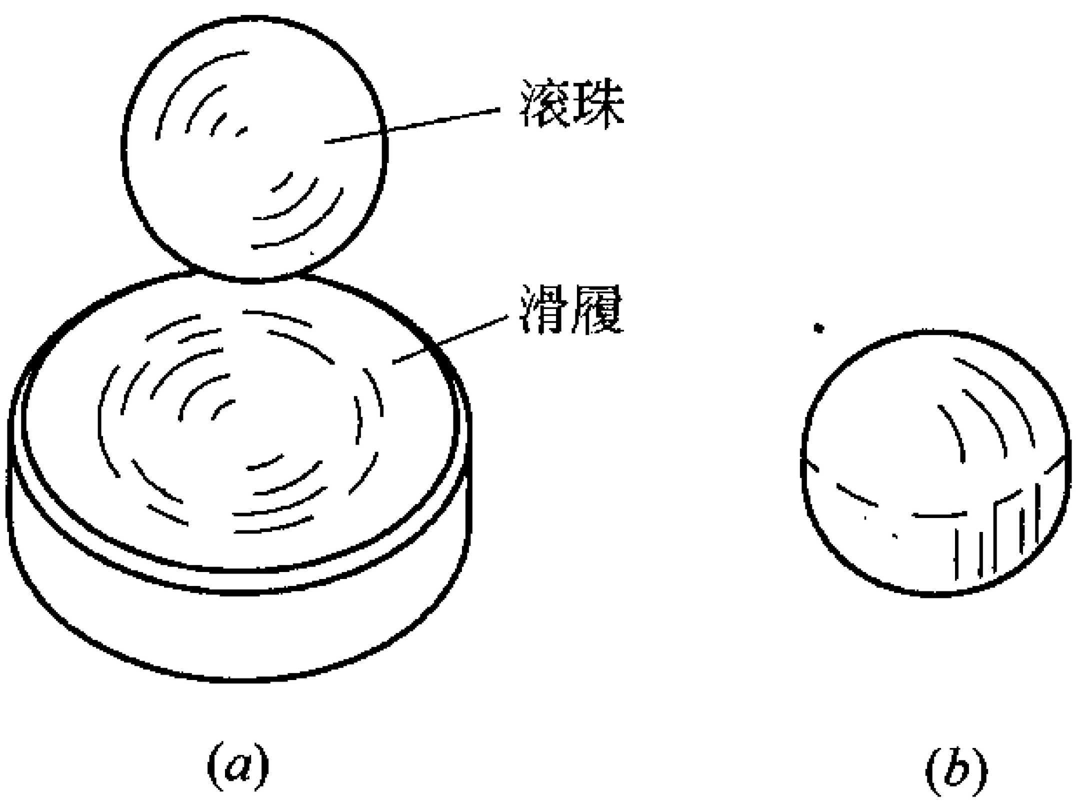


图 2-56　滑履

(*a*)分体结构；(*b*)整体结构

（3）气缸和气缸盖　气缸均匀布置在气缸的分布圆上，常见旋转斜盘压缩机有六缸和十缸两种，均为双向作用式。六缸机(斜盘两侧各三缸)气缸等间隔 120°分布，十缸机(斜盘两侧各五缸)气缸等间隔 72°分布。

气缸体结构如图 2-57 所示，有整体式和分体式。缸体均用高硅铝合金制作，有些还在缸孔内压入铸铁缸套。在气缸体的两侧装有缸盖，缸盖有不规则形状空腔，分别和阀板配合，形成压缩机的吸气室和排气室。缸体和缸盖的形状比较复杂，因此常用铝合金压铸而成，以减少机加工量。由于压铸出的组织仍比较疏松，而缸体和缸盖又要承受一定的压力，为确保无制冷剂渗漏，故压铸件加工完后，尚需进行填充剂渗入处理工序。填充剂可采用水玻璃之类的物体。

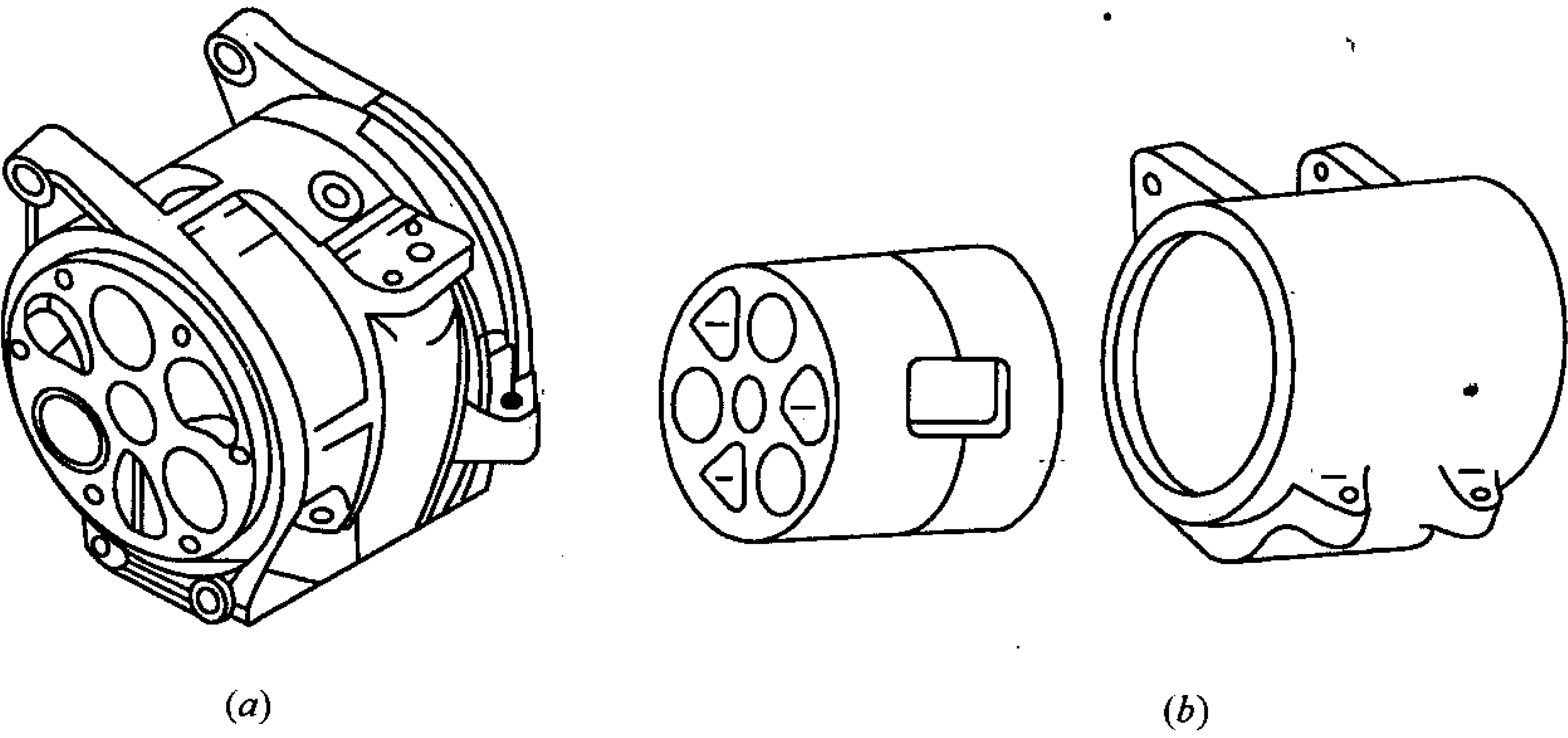


图 2-57　气缸体

(*a*)整体式；(*b*)分体式

六缸机的气阀是簧片阀结构，排气阀孔分布在外圈的圆周上，吸气阀孔分布在中部，两者均为三个阀孔。

旋转斜盘压缩机通常采用制冷剂带油的方式润滑。旋盘压缩机需要润滑的主要部位是

轴承、轴封、斜盘及气缸。氟里昂类制冷剂都有较好的溶油性，润滑油会随制冷剂流动，到达上述需要润滑的部位。另外，斜盘的高速旋转会使斜盘箱内压力变化，使润滑油起泡，加之斜盘对润滑油的搅拌作用，使压缩机润滑部位得以很好地润滑。润滑后的油又流回到压缩机底部的油池内。

多数压缩机轴封由两个主要零件组成：(1)装在轴上的碳环；(2)静止的陶瓷座或钢座。碳环也称碳封，钢座也称钢封。配合表面间的冷冻机油，起良好的密封作用。碳封上有弹簧，以便对密封表面产生一定的压力，即使轴发生挠性变形或有轻微偏摆，也不致泄漏。

六缸机经过多次改进，产品性能已比较完善，世界多家大公司都在大规模生产，最典型的结构为美国通用公司 A-6 和 DA-6 型。为了进一步提高汽车空调的舒适性和运行的经济性，日本丰田汽车公司和电装公司以传统的旋转斜盘压缩机为基础，联合开发出了 10 缸变容量旋转斜盘压缩机。

摆动斜盘压缩机主要用于汽车空调系统，有 SD-5(5 缸)和 SD-7(7 缸)两大系列，其主要型号及参数见表 2-1 及表 2-2。SD-7 系列压缩机是 20 世纪 80 年代中后期由三电公司相继开发完成的，它综合考虑了排量和工作平稳性，使机器的综合性能有较大提高。

SD-5 系列压缩机标准型号及参数 **表 2-1**

型　号	SD-505	SD-507	SD-508	SD-510
气缸直径(mm)	35	35	35	36
行程(mm)	18.1	22.6	28.5	31.7
摆盘倾角(°)	23	23	23	23
理论排量(cm^3/rev)	87	108	137	161
最大连续转速(r/min)	6500	6000	6000	6000
最大转速(r/min)	7500	7000	7000	7000
质量(带离合器)(kg)	5.5	6.6	7.7	7.7

SD-7 系列压缩机标准型号及参数 **表 2-2**

型　号	SDB-705	SDB-706	SD-708	SD-709
气缸直径(mm)	25.4	25.4	29.3	29.3
行程(mm)	22.2	28.1	27.4	32.8
摆盘倾角(°)	24	24	24	24
理论排量(cm^3/rev)	79	99.8	129	155
最大连续转速(r/min)	6500	6500	6000	6000
最大转速(r/min)	7800	9300	7000	7000
质量(带离合器)(kg)	3.8	4.2	6.3	6.8

摆动斜盘压缩机也有变容量机型，变容量机构由摇头摆盘、转动枢板、滑动轴套及驱动推盘等部件组成。压缩机能够根据空调负荷的变化调节摆盘箱与气缸进气间的压力差，迫使变容量机构发生运动，通过改变摆动斜盘倾角，致使活塞行程改变，达到调节压缩机容量的目的。

图 2-58 为日本三电公司生产的五缸摆动斜盘压缩机剖面图。气缸围绕转轴中心线均匀地分布在摆盘 15 的同一侧，由摆动斜盘机构推动活塞 6 做往复运动。斜转体 3 与主轴

销成一体，支撑在前端盖 16 中心的滚针轴承 2 上，斜转体呈楔形，两端各有支承面，以便安装轴承座，通过推力轴承，左端面支撑在前端盖 16 上，右端面(为一斜面)支撑着摆盘 15，起着端面凸轮的作用，和随动件摆盘之间构成了运动传动关系，斜转体 3 转动时，就驱动摆盘 15 沿圆周方向的摆动，从而带动活塞做往复运动。

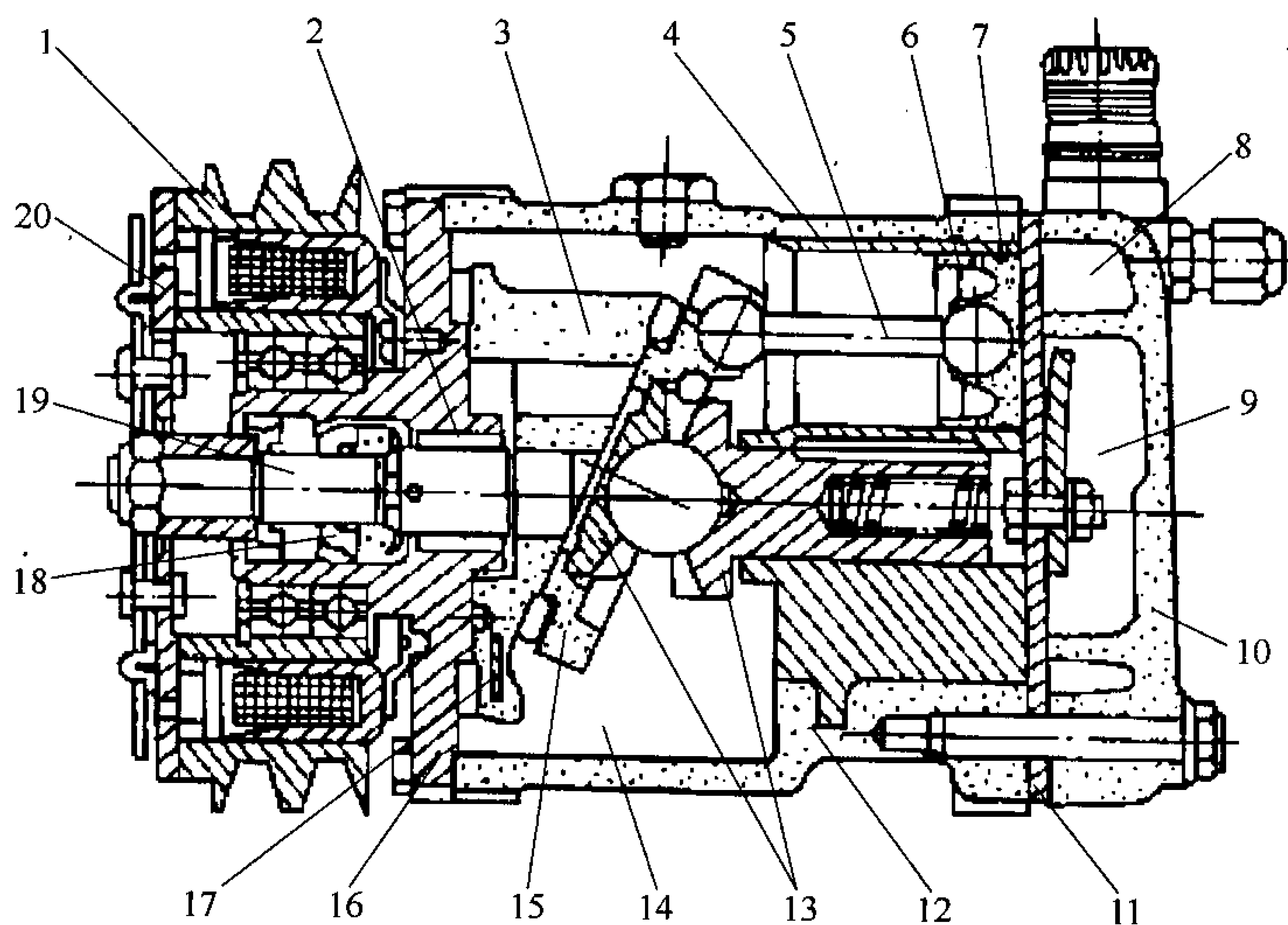


图 2-58　五缸摆动斜盘压缩机的剖面图

1—电磁离合器；2—滚针轴承；3—斜转体；4—气缸套；5—连杆；6—活塞；7—活塞环；8—吸气腔；9—排气腔；10—气缸盖；11—阀板；12—气缸体；13—锥齿轮；14—摆盘箱；15—摆盘；16—前端盖；17—内平衡块；18—轴封；19—主轴；20—衔铁板

摆盘安装一个锥齿轮，它与安装在气缸体中心孔(用键与气缸体联接)另一齿数相同的锥齿轮相啮合，以防止摆盘摆动时发生转动。放在两锥齿轮中心的钢球用来确定摆盘的摆动中心，并通过此钢球实现摆盘的轴向定位。

如图 2-59 所示，摆盘 5 由铝合金压模铸造而成，通过双球头连杆 3 与活塞连接。用弹性定位器 2 将连杆头分别与活塞 1 和摆盘 5 连接起来，这个弹性定位器使活塞通过连杆至摆盘槽之间保持一定的预压力，防止间隙配合处产生运行噪声。

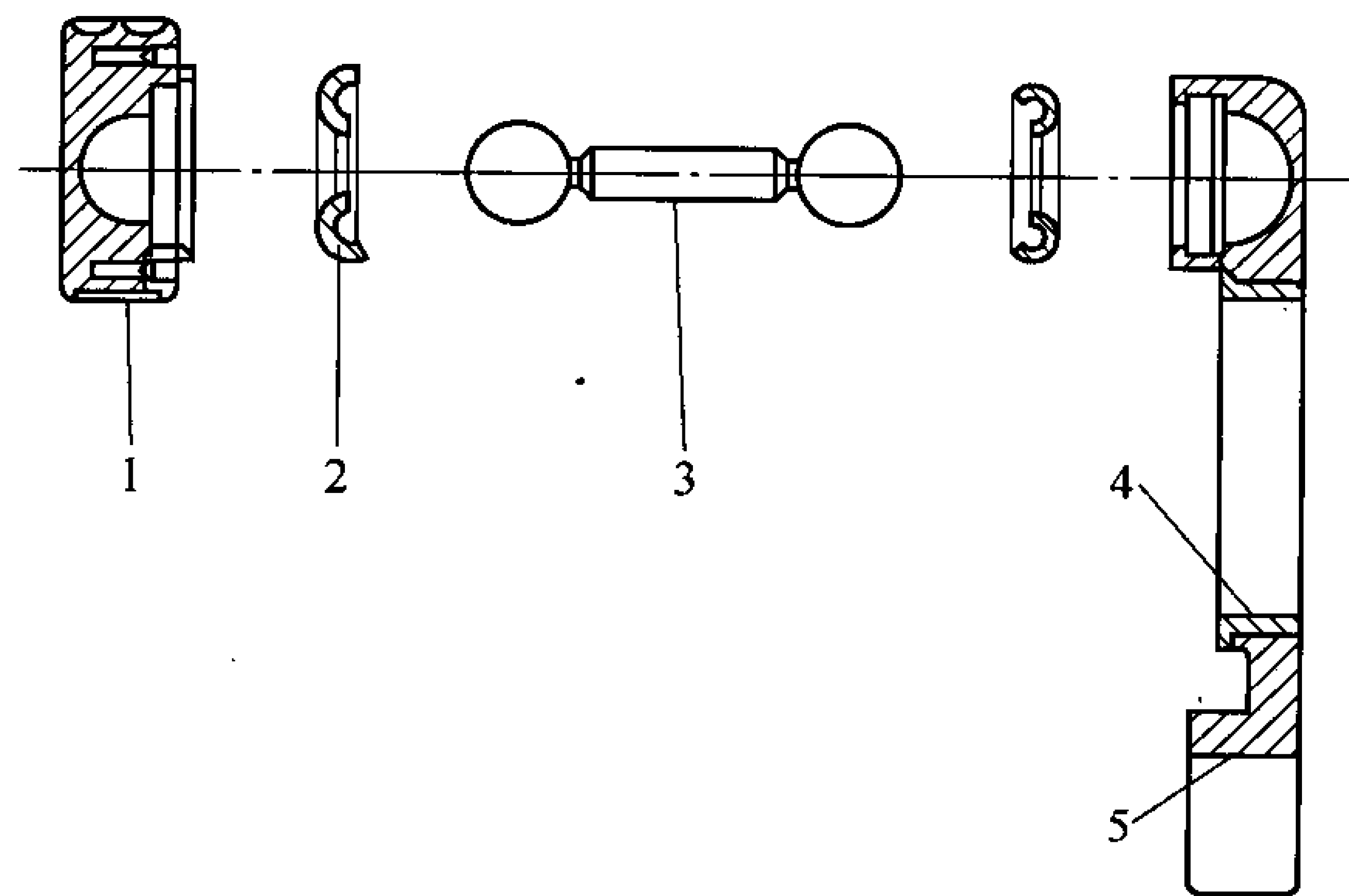


图 2-59　摆动斜盘压缩机连杆组件

1—活塞；2—弹性定位器；3—双球头连杆；4—铅青铜轴承；5—摆盘

气缸体由铝合金挤压成形，为了减轻重量，可在其圆周上切成若干纵向半圆槽。气缸孔沿缸体中心线均匀布置在四周，孔内压有铸铁衬套，增加其耐磨性。气缸盖为铝质，内环形腔为吸气室，外环形腔为排气室。缸体与缸盖之间装有阀板，气阀为簧片阀，阀片采用整体结构，如图 2-60 所示。

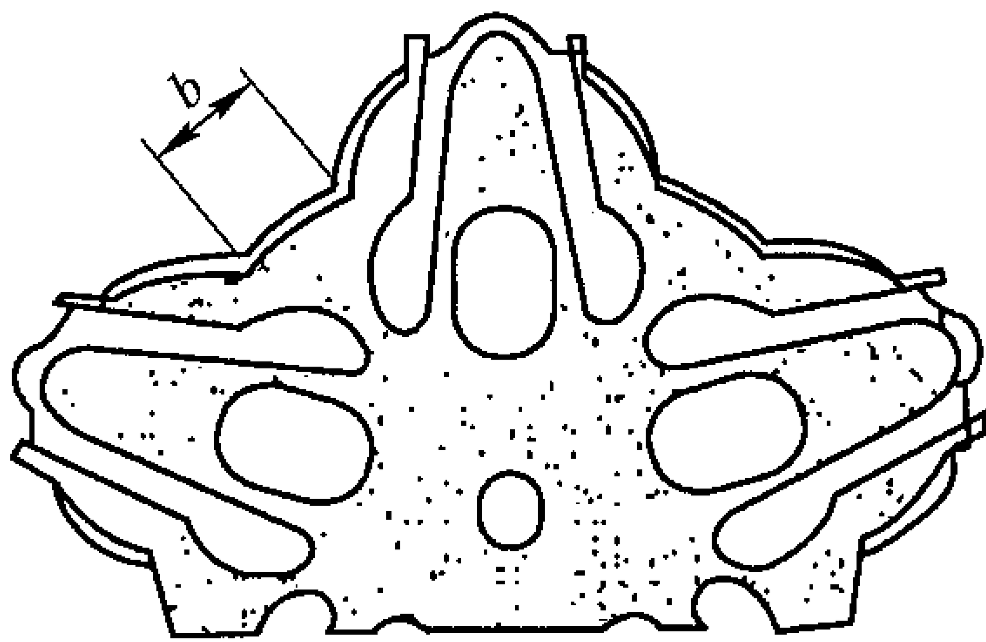


图 2-60 五缸机整体吸气簧片阀

防止摆盘转动的机构除上面介绍的齿轮对外，还有如图 2-61 所示的导向销 14 防转动机构，导向销与摆盘是刚性连接，摆盘沿圆周方向的摆动时，因导向销只能在轴向滑槽中左右滑动，阻止了摆盘的转动。靠球承 4 与安装在气缸体中心孔的支撑销 7 进行摆盘的轴向定位。摆动斜盘压缩机靠运动件飞溅起的油及工质带油进行润滑。

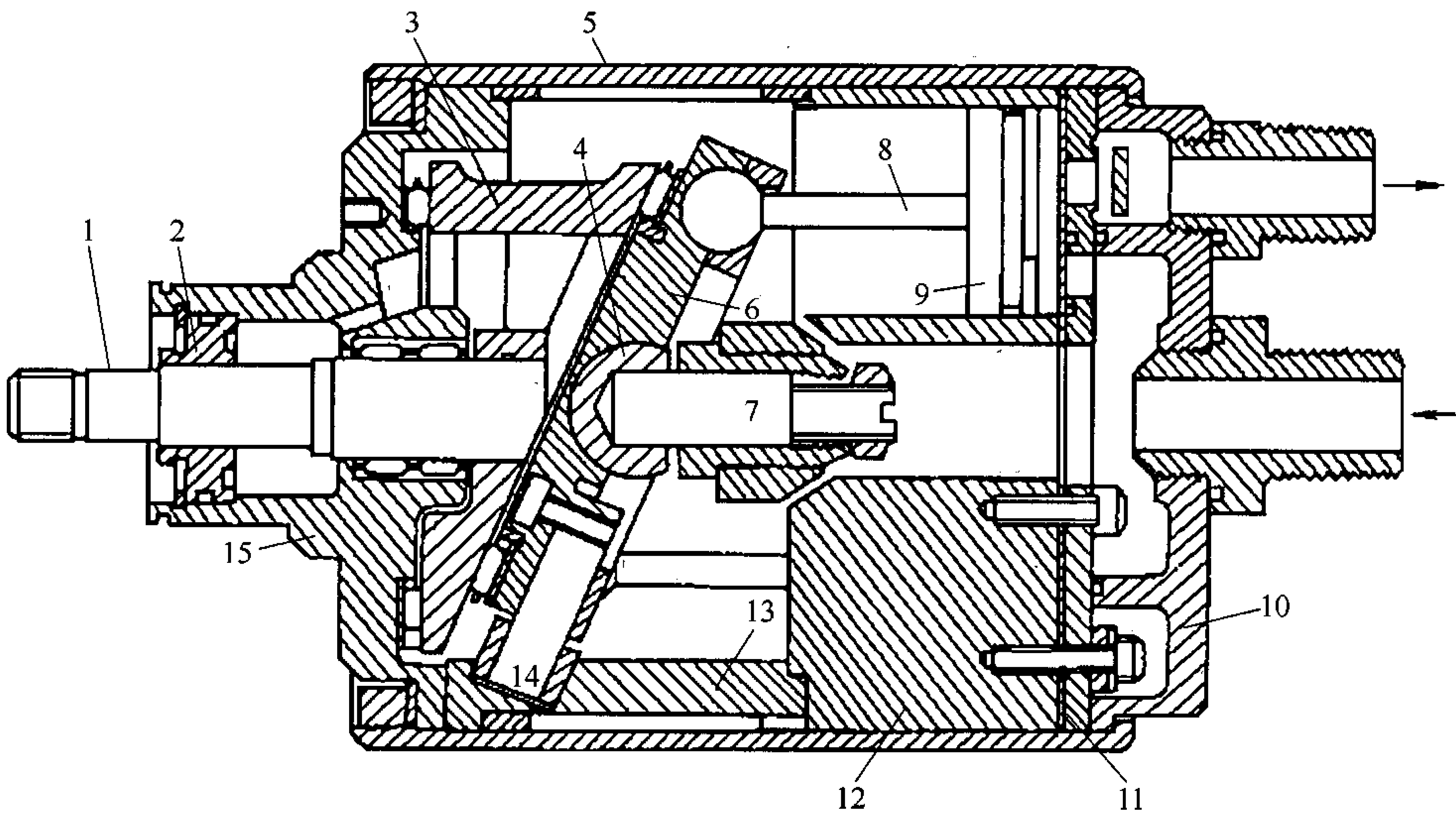


图 2-61 带导向销防转动机构的摆动斜盘压缩机

1—主轴；2—轴封；3—斜转体；4—摆盘的球承；5—壳体；6—摆盘；7—支撑销；8—连杆；9—活塞；10—气缸盖；11—阀板；12—气缸体；13—导轨槽；14—导向销；15—端盖

5. 大客车空调用往复式压缩机

大型客车，即 7.5～20m 的客车，主要包括公交客车(城市客车、大型铰接客车、双层客车)；旅游客车；长途客运汽车；机场摆渡车等。大型客车空调常用的压缩机是外伸传动轴的曲柄连杆式活塞压缩机，表 2-3 是常用的四缸和六缸系列压缩机的主要技术参数，图 2-62 是这类压缩机典型的结构剖面图。在设计方面，采用全铝质结构的机体，最大限度地减轻压缩机的重量。工作转速为 500～3500r/min，保证制冷量变化范围宽，以适应不同的空调负荷要求。采用较小的活塞行程与缸径比值，使压缩机中具有最小的外形尺寸，以及更好的转速适应性和可靠性。内置压力平衡阀和释压阀，提高调节和安全保护能力。吸气阀位置可调，同系列压缩机采用相同外形的机体，方便机器的安装和更换。

四缸和六缸系列大型客车空调用活塞压缩机 表 2-3

型号	缸数	汽缸容积 (cm³)	排量 (m³/h)	重量 (kg)	注油量 (dm³)	转速范围		接管尺寸	
						min. (r/min)	max. (r/min)	吸气管 (mm)	排气管 (mm)
4UFC	4	400	34.7	35	2.5	500	3500	28	22
4TFC	4	475	41.3	34.7	2.5	500	3500	35	28
4PFC	4	558	48.7	34	2.5	500	3500	35	28
4NFC	4	647	56.2	33	2.5	500	3500	35	35
6UFC	6	600	52.1	43	2.5	500	3500	35	35
6TFC	6	713	62.0	42.5	2.5	500	3500	35	35
6PFC	6	836	72.9	41.5	2.5	500	3500	35	35
6NFC	6	970	84.4	40	2.5	500	3500	35	35
F400	4	400	34.8	23	1.0	500	4500	22	28
F600	6	582	50.6	27	1.0	500	3500	35	35

注：排量按转速为 1450r/min 时确定。

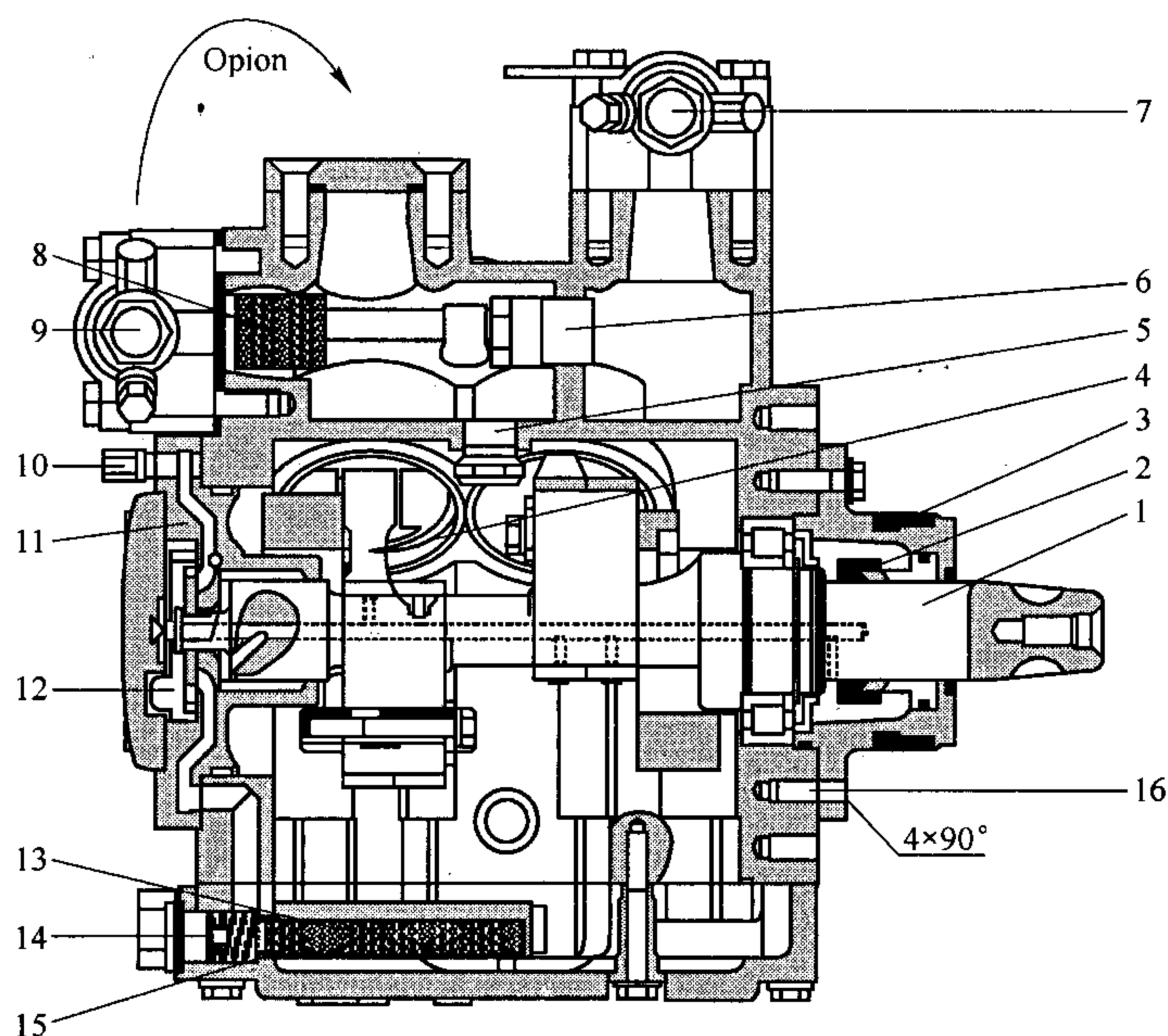


图 2-62 大型客车空调用开启式活塞压缩机

1—偏心轴；2—轴封；3—毛毡条；4—活塞/连杆；5—压力平衡阀；6—释压阀；7—排气截止阀；8—吸气过滤网；9—吸气截止阀；10—油压针阀；11—轴承盖；12—油泵；13—油干燥器；14—磁堵；15—油过滤网；16—安装电磁离合器的螺孔

气缸的吸气通道装有伺服活塞，安装在气缸盖上的电磁阀操纵伺服活塞，温度或压力开关等继电器控制电磁阀供电的通断。在正常运行时，电磁阀不通电，阀板和气缸盖上的

吸气通道开启，所有气缸都投入工作；在卸载运行时，电磁阀通电，吸气通道被伺服阀关闭，气缸内的活塞在无吸气的情况下空载运行，对于四缸机，可实现50%排气量的运行，对于六缸机，可实现66%或33%排气量的运行。

使用R134a的大客车空调压缩机运行范围如图2-63所示，其最大吸气温度为20℃。如果压缩机在阴影区域工作时，需要采取附加冷却或限制吸气过热度的措施。

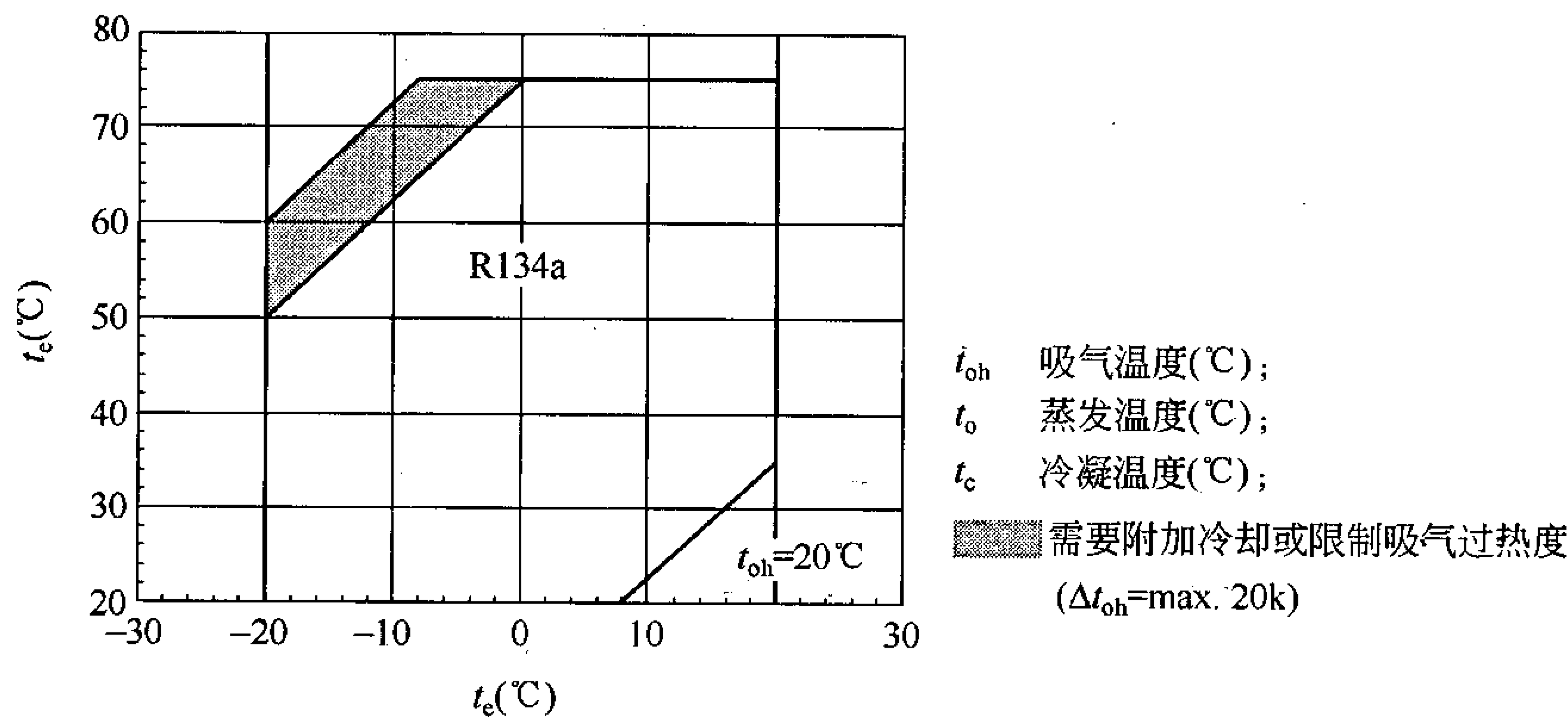


图2-63 应用范围

该类压缩机在安装使用时，应注意如下事项：

(1) 润滑油 R134a制冷剂采用聚酯类润滑油，聚酯油吸湿性非常强，在空气和湿气渗入时存在极大的水化风险，会造成压缩机的损坏。因此，必须使用大尺寸的干燥过滤器，而且分子筛孔隙尺寸要经专门设计，以保证系统的干燥度和化学稳定性。尽可能避免使用软管，如果一定要使用软管，则应使用渗透性小的高质量软管。

(2) 驱动系统 在汽车上应用，尤其是直接采用汽车发动机皮带传动时，要有针对特定应用情况的具体设计方案，该方案同时取决于压缩机是安装在发动机旁还是安装在汽车底盘上。如果压缩机的减振不是特别好，则负荷的变化、发动机转速的快速变化而导致发动机抖动以及可能出现的共振，都会导致皮带的振颤、扭矩峰值的传递和对压缩机轴的径向力。这样会导致皮带磨损、轴封处的泄漏增加，甚至会出现压缩机的严重损坏，如轴断裂等。

图2-64给出了上述应用方式的简化范例。如果压缩机安装在发动机上，通常安装一张紧轮在皮带的松弛侧就已足够了。另一方面，如果压缩机安装在汽车底盘上，则压缩机应柔性安装，以便补偿由于发动机柔性安装而产生的移动。

(3) 制冷系统 汽车空调用开启式活塞压缩机，配套制冷系统的内容积和制冷剂充注量尽量小。应用时特别注意以下几方面：

1) 系统及管路的设计。管路及系统的布置必须要确保压缩机在停机时不充斥液态制冷剂。应采取适当措施，如抬高蒸发器后的吸气管、安装气液分离器等，防止压缩机启动时发生液击。其他防液击的措施还有直接在膨胀阀前安装电磁阀，防止停机时制冷剂过多地流到低压侧；或在排气管路上安装止回阀，以避免液态制冷剂凝结回流至气缸盖内。

吸气管和排气管应有足够的柔性以避免压缩机上受到应力作用。临界管长取决于运行工况和制冷剂的种类，应避免因为临界管长而导致共振的危险。对于柔性安装的压缩机，

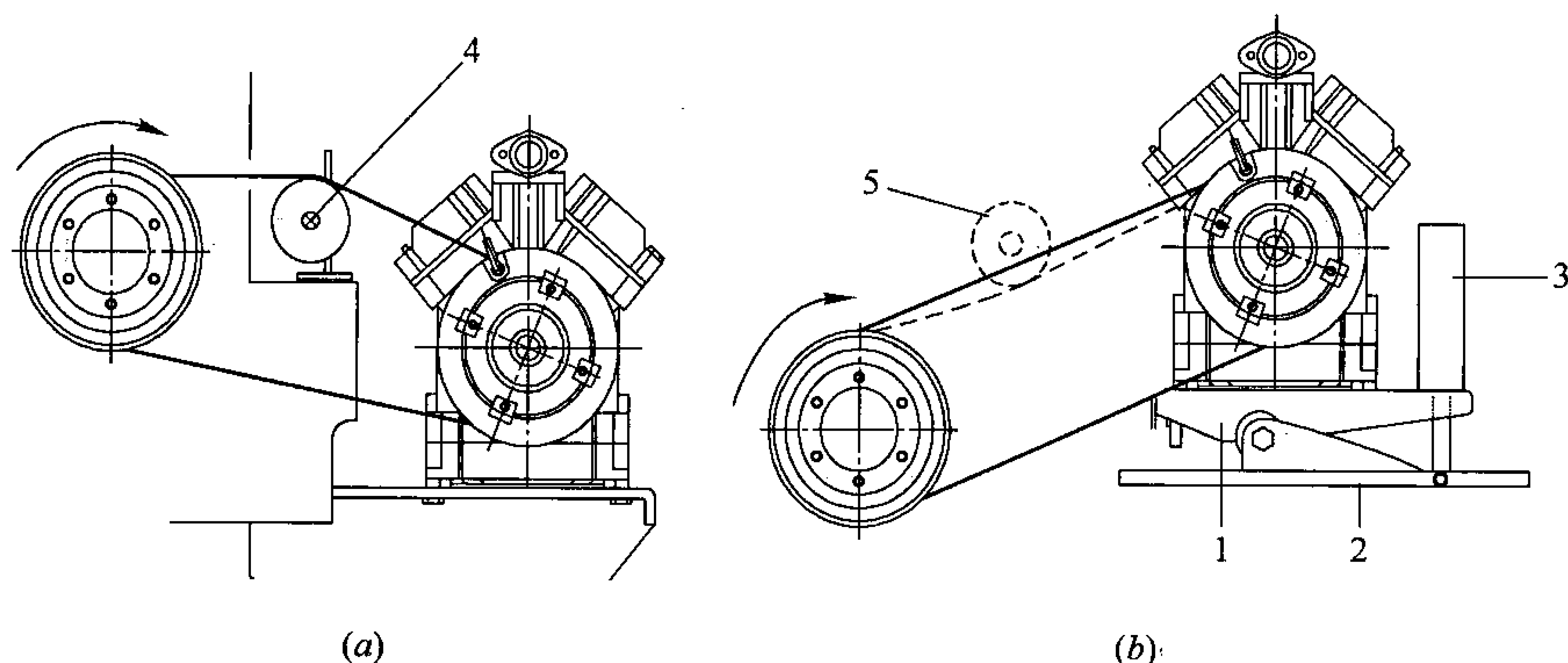


图 2-64 压缩机安装示例

(a)压缩机刚性安装在发动机上；(b)压缩机柔性安装在底盘上

1—摇摆座；2—底盘；3—液压/气压张紧缸；4—张紧皮带轮；5—张紧皮带轮(较大轴间距时)

例如安装在摇摆座或发动机机架上，仍有另行安装管路补偿器或柔性软管的必要。为避免压缩机上的管路有大角度运动，管路应选择平行和接近平行于轴的方向布置。

2) 异常振动的检测。在汽车上使用的制冷系统和压缩机有较大的冲击振动，机组及配管配置和皮带驱动装置都必须在整个转速范围和应用范围内进行异常振动检查。

3) 吸气侧过滤器。压缩机内部装有吸气过滤器，另外还可在吸气侧安装吸气过滤器，尤其当管路较长时建议安装，以避免系统污染物对压缩机的损坏。

二、半封闭式制冷压缩机

半封闭式制冷压缩机的电动机和压缩机装在同一机体内并共用同一根主轴，因而不需要轴封装置，避免了轴封处的制冷剂泄漏。半封闭式制冷压缩机的机体在维修时仍可拆卸，其密封面以法兰连接，用垫片或垫圈密封，这些密封面虽系静密封面，但难免会产生泄漏，因而称之为半封闭式压缩机。

由于封闭式压缩机无法从机外观察到压缩机的转向，因此要求采用强制润滑的润滑油泵，在正、反转时都能正常供油。另外，由于封闭式压缩机中的电动机绕组和油及制冷剂直接接触，因此它不仅不适用于氨制冷机，而且绕组的绝缘材料必须耐油及耐氟利昂的侵蚀。

图 2-65 为 8FS7B 型压缩机的结构总图。由图 2-65 可以看出，它除了机体和电动机外壳铸成一体、没有轴封装置、吸入蒸气经过电动机后再被压缩机吸入外，其他的结构形式与 8AS12.5 开启式压缩机相似，曲轴为双曲拐型，夹角为 180°，由球墨铸铁整体铸造，每个曲拐上配有 4 个工字形连杆，连杆大头为剖分式，活塞为铝合金制造，顶部呈凹陷形，气缸中装有缸套，气阀的结构与布置与 8AS12.5 压缩机相同，也设有能量调节机构。润滑系统采用压力供油方式，用正、反转均能供油的月牙形内齿轮油泵。

图 2-66 所示压缩机用于中、低温场合。机中设有压力平衡管 3。启动时，平衡管使电动机室内的压力提高，润滑油迅速流入曲轴箱，不会有过多的润滑油进入气缸。特大的油池使启动时曲柄箱中的油位不会明显下降。压缩机上的吸气通道也很大，以改善气体流动的条件。吸、排气阀片材料为瑞典钢。机上所设油加热器用以减少停机时溶入油中的制冷剂。

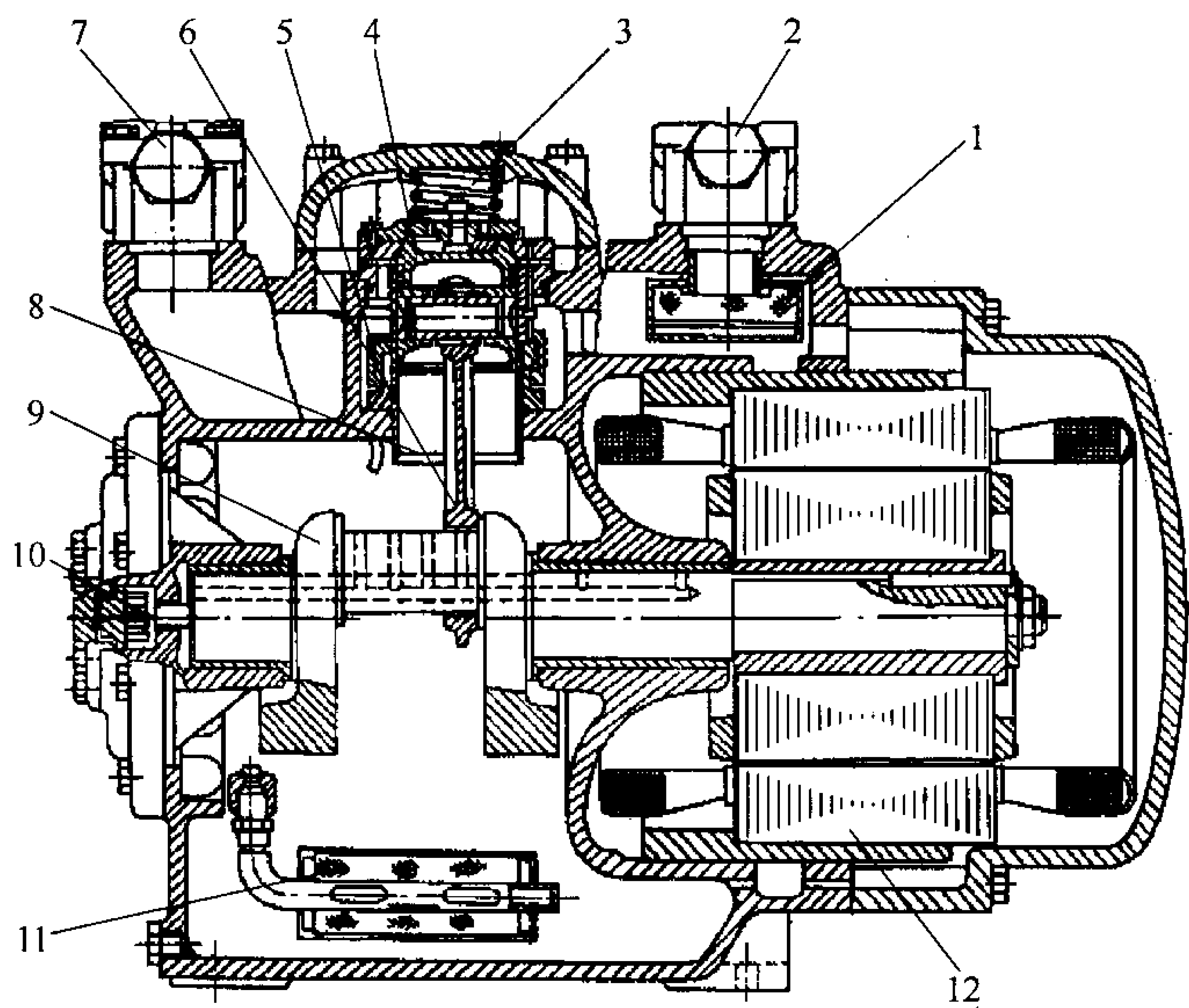


图 2-65 8FS7B 型压缩机总体结构图

1—吸气滤网；2—吸气阀；3—假盖弹簧；4—活塞；5—卸载装置；6—连杆；7—排气阀；8—缸套；9—曲轴；10—油泵；11—过滤器；12—电动机

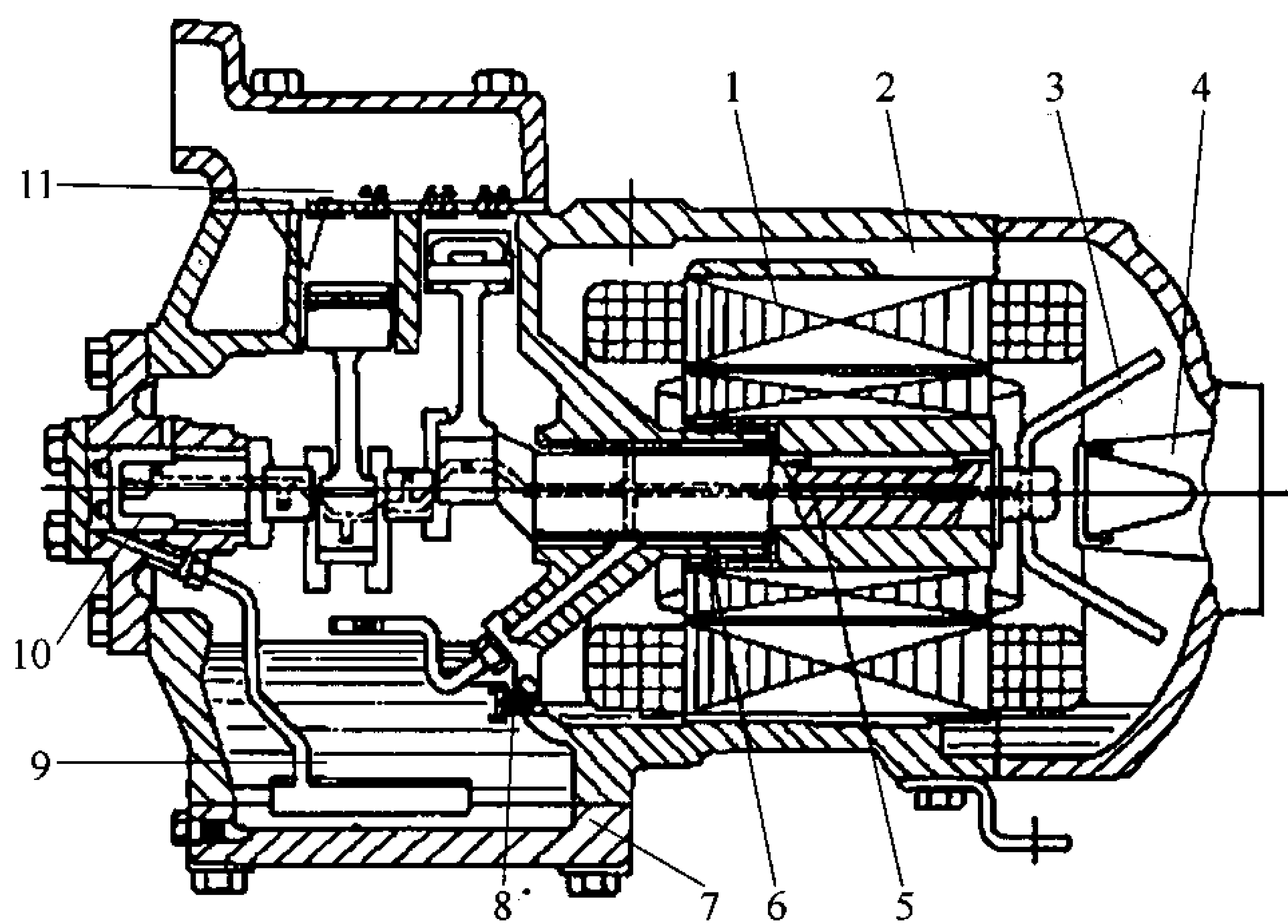


图 2-66 06DR 型半封闭式制冷压缩机

1—电动机；2—吸气通道；3—曲轴箱压力平衡管；4—吸气滤网；5—油道；6—主轴承；7—润滑油加热器；8—单向阀；9—油池；10—液压泵；11—气阀

为了增大制冷量而又不增加许多新的零部件，将两台同样的压缩机对接在一起(图 2-67)，它的中间有公用的吸气管，两端为排气管，构成双机并联的压缩机。

对于小功率(<5kW)的半封闭式压缩机，常用离心式供油或飞溅式供油。此举使压缩机结构简化，易于修理。图 2-68 所示压缩机为离心式供油，用甩油盘 1 将润滑油带出，收集在曲轴左侧的油槽中，再用曲轴旋转时产生的离心力将润滑油输送到各摩擦表面。因吸气不经过电动机，故容积效率比较高。

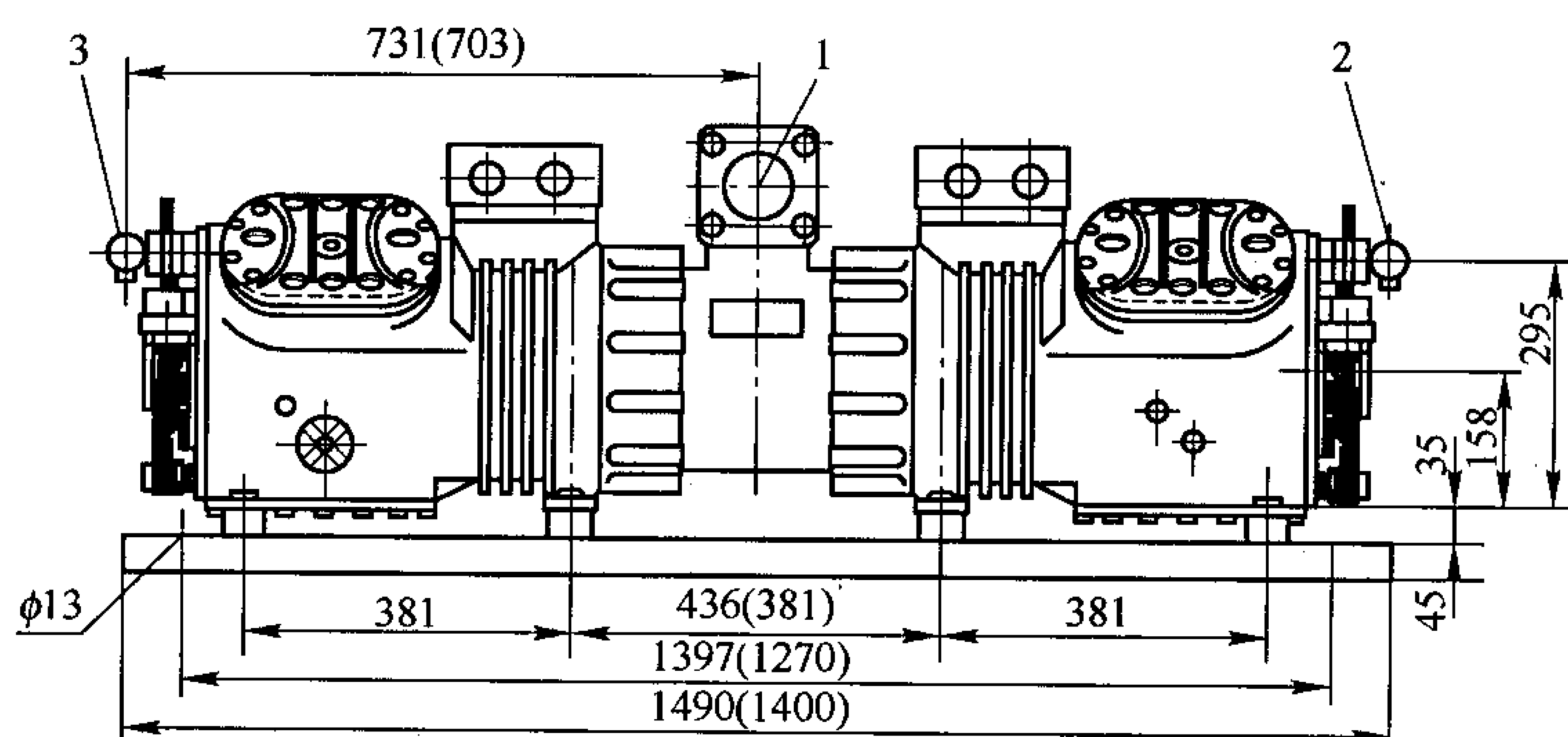


图 2-67 双机对接的 66J 型半封闭式制冷压缩机

1—吸气口；2—右侧排气口；3—左侧排气口

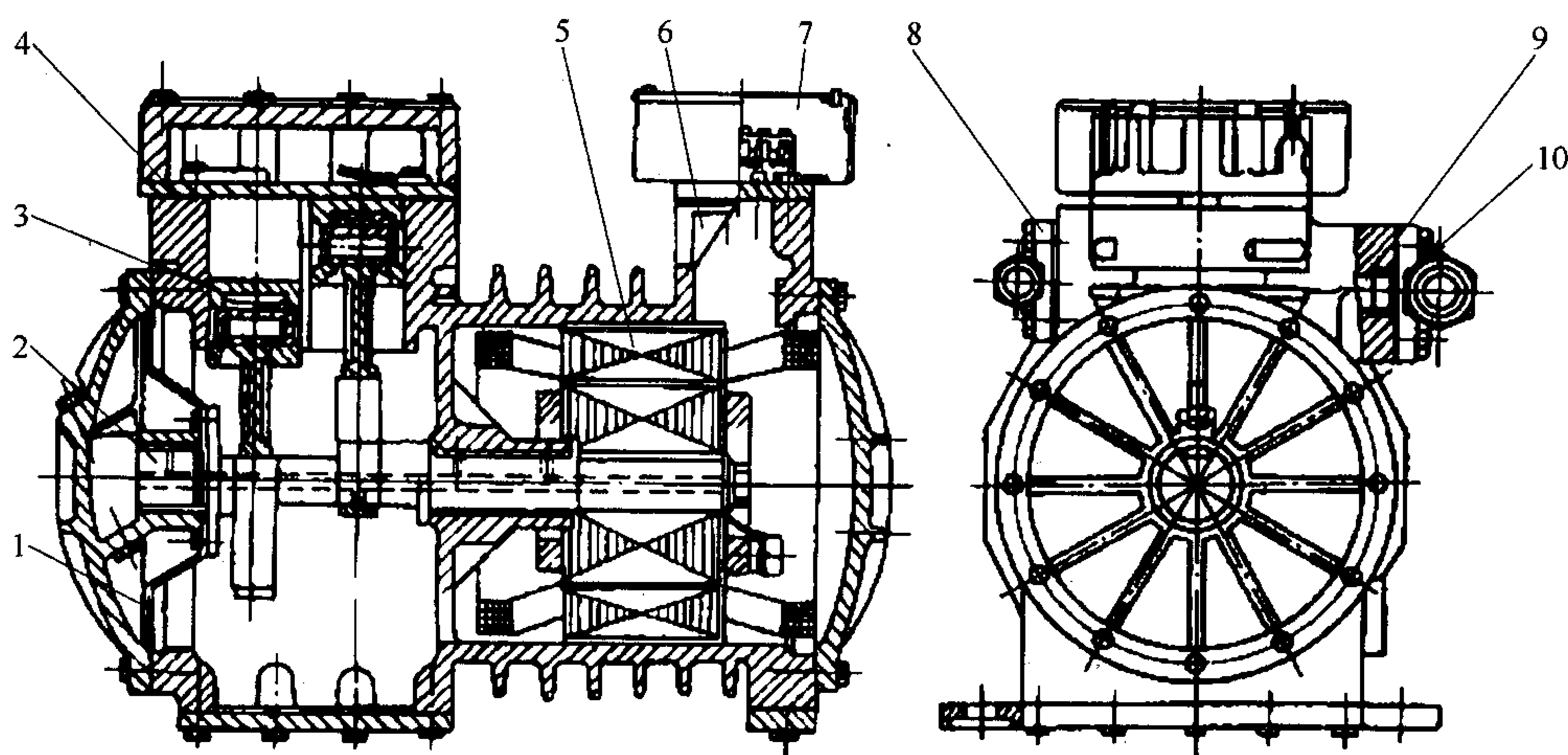


图 2-68 用甩油盘的半封闭式制冷压缩机

1—甩油盘；2—偏心轴；3—活塞连杆组；4—阀板组；5—电动机；6—接线柱；7—接线盒；8—排气截止阀；9—吸气滤网；10—吸气截止阀

有的压缩机上设有溅油杆，供飞溅润滑用(图 2-69)。曲轴旋转时，溅油杆 2 不断浸入润滑油中，使其飞溅。此压缩机的曲轴箱空间很小，飞溅方式能保证各处所需润滑油。因溅油杆由一块平的钢板制成，曲轴正转和反转时其飞溅能力完全相同，故称为可逆式飞溅。进入吸气腔的部分润滑油经回油器返回曲轴箱，减少了进入制冷系统的润滑油。

与开启式压缩机相同，半封闭式制冷压缩机也有单机两级的产品(图 2-70)。此即有 4 个低压缸和 2 个高压缸。来自蒸发器的制冷剂经吸气管过滤进入低压缸，压缩后与具有中间压力的低温制冷剂两相流混合，低压缸排气降温。混合后的制冷剂流经电动机，对它进行冷却后进入高压缸，压缩后排入油分离器中，分离出来的润滑油从回油管返回曲轴箱，高压气体流向冷凝器。如前所述，这种压缩机可在很低的蒸发温度下工作，并在压力比达到一定的数值后其容积效率超过单级压缩机的容积效率。

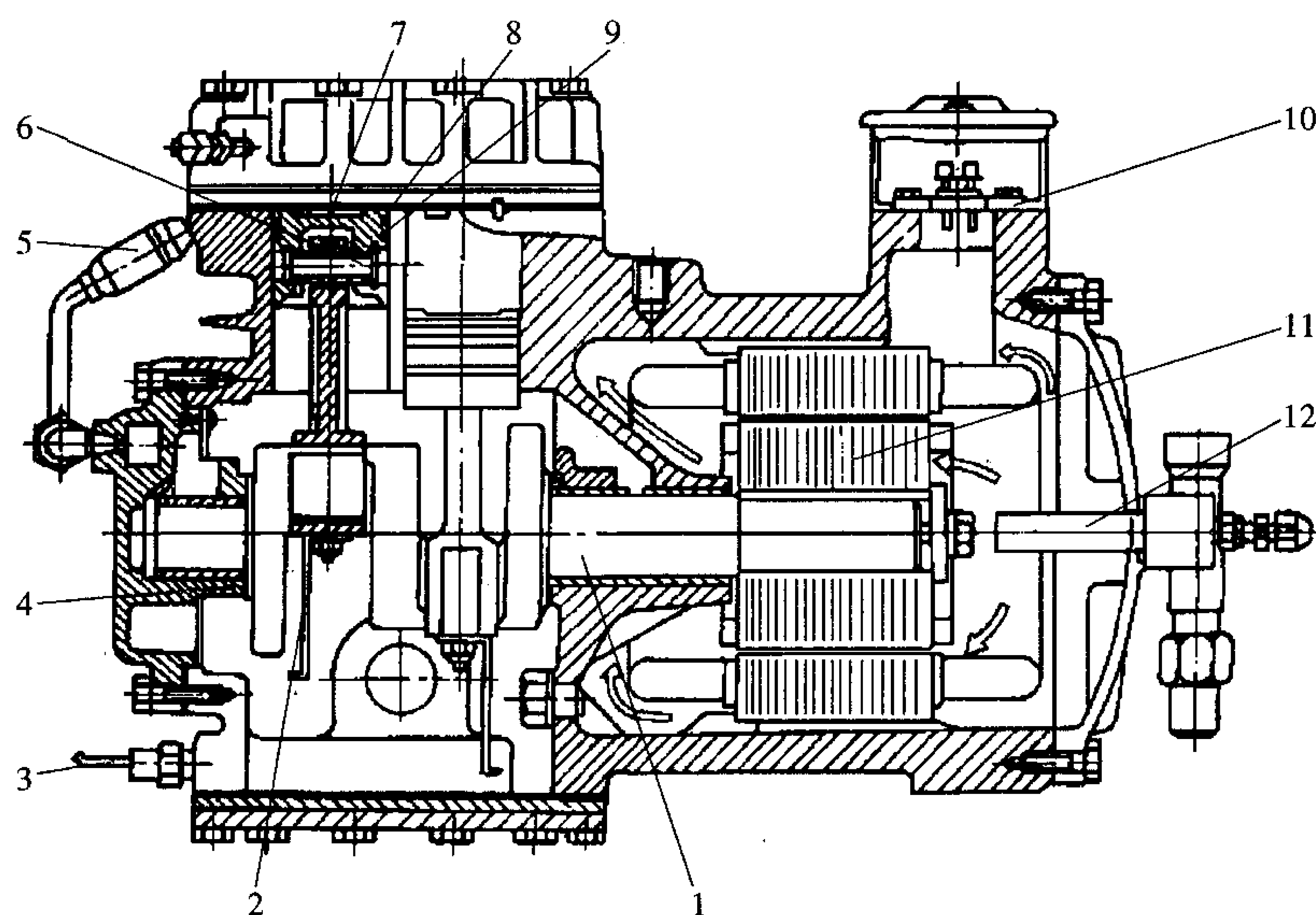


图 2-69 S51-C 半封闭式制冷压缩机

1—曲轴；2—溅油杆；3—加热器；4—轴环；5—回油器；6—活塞销；7—阀片；8—气环；9—油环；10—接线板；11—电动机；12—吸气滤网

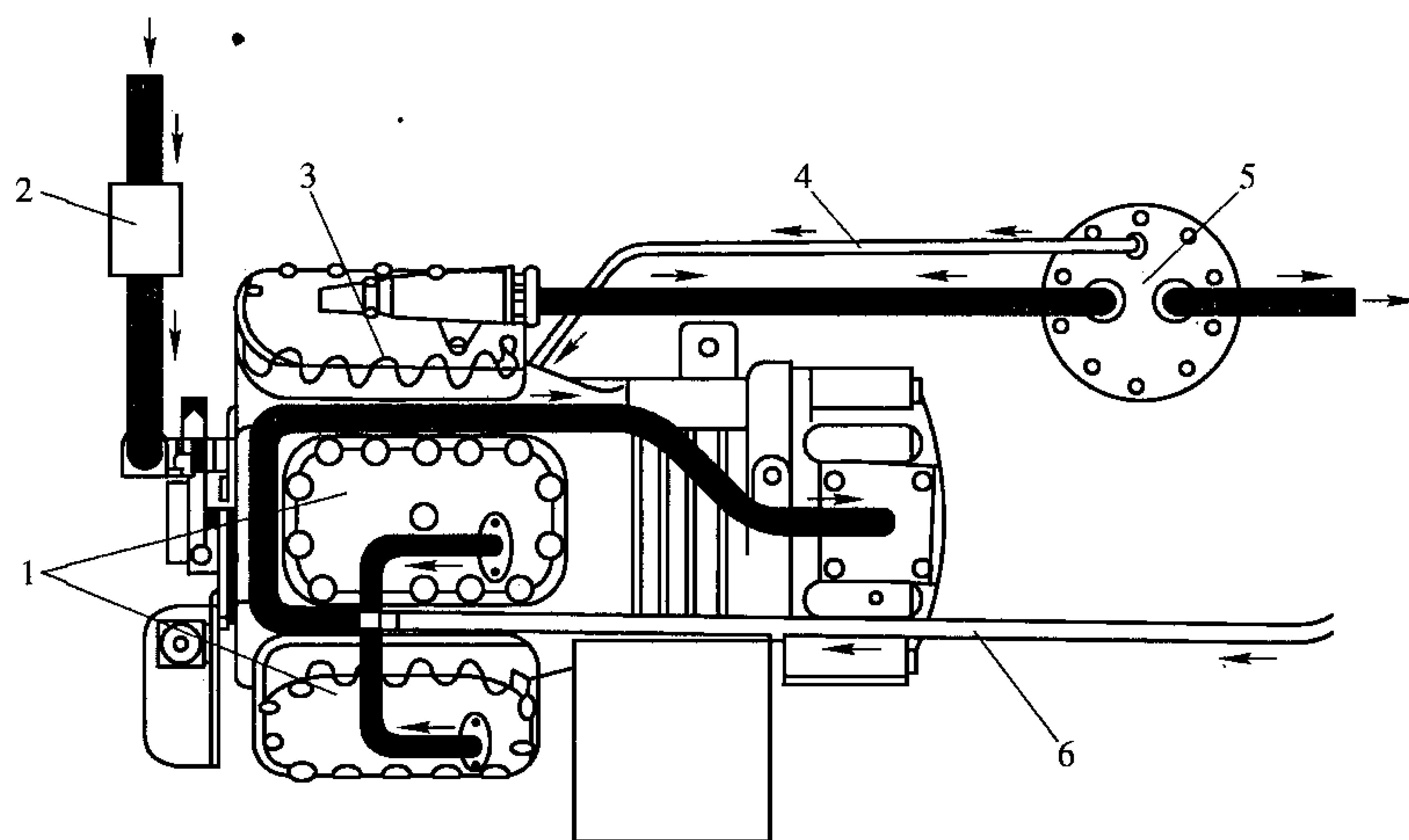


图 2-70 单机两级半封闭式制冷压缩机的制冷剂流向

1—低压缸；2—吸气管；3—高压缸；4—回油管；5—油分离器；6—制冷剂两相流管道

三、全封闭式制冷压缩机

全封闭式制冷压缩机的电动机与压缩机装配在一起后，放入机壳中，上、下机壳接合处焊封。全封闭式制冷压缩机密封性好，但维修时需剖开机壳，维修后又要重新焊接，为此要求它有 10～15 年的使用期间，在此期限内不必拆修。

绝大多数的全封闭式制冷压缩机采用立轴式布置，这样就可以采用简单的离心式供油。在立轴式压缩机中，有的电动机位于下部。GL 系列压缩机的电动机位于上部（图 2-71）。从吸气管吸入的制冷剂穿过电动机外壳，再经过转子和定子之间的间隙进入气缸。

蒸气在气缸内压缩后，经排气消声器流出机壳。由于吸气充分冷却电机，使压缩机能在更大的运行界限内运转。部分气缸浸在润滑油中，有利于气缸的冷却。电动机上部的空间起第一吸气消声室的作用，电动机下部与机体之间的空间起第二吸气消声室的作用。电动机位于上部有利于压缩机的润滑。

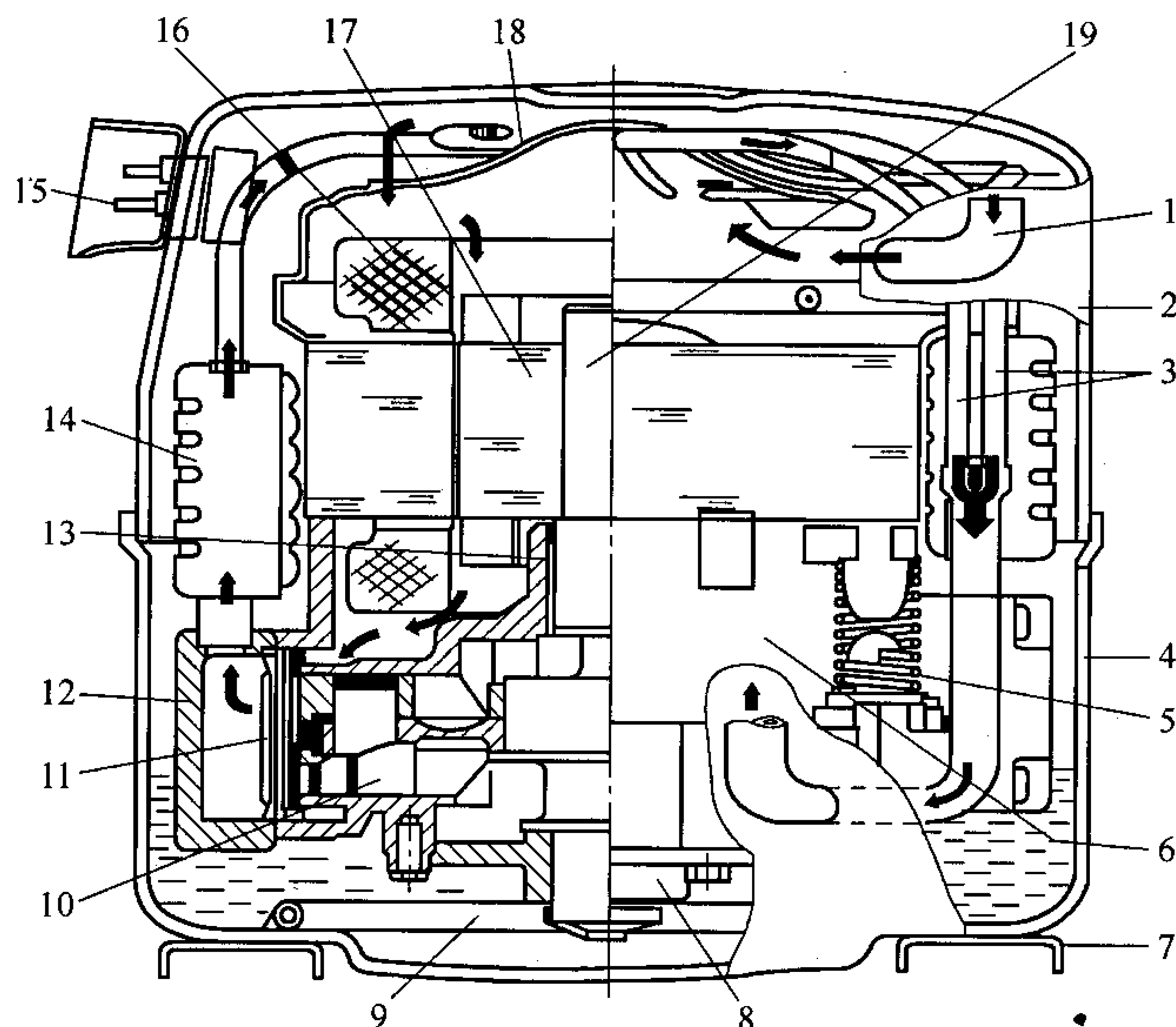


图 2-71　GL 系列全封闭式制冷压缩机

1—吸气管；2—上壳；3—排气管；4—下壳；5—支撑弹簧；6—曲轴箱；7—固定座；8—下轴承；9—油冷却器；10—活塞；11—阀板；12—气缸盖；13—上轴承；14—排气消声器；15—接线柱；16—定子；17—转子；18—电动机外壳；19—曲轴

GL 系列压缩机的蒸发温度范围是−30～−5℃，用于冷冻和冷藏。

与 GL 系列压缩机类似，MT 系列压缩机的电动机也在上部，见图 2-72。吸气经电动机、气缸、排气消声器后流入置于润滑油中的排气管，从压缩机底部排出。

在 MT 系列压缩机中，电动机外装有护套 1，它一方面阻止制冷剂直接冲击电动机绕组，使它免遭损坏，另一方面引导制冷剂从电动机顶部进入，电动机绕组的温度因此降低 20℃左右。

MT 系列压缩机的其他特点是：吸入气体所含液滴的大部分在进入电动机上端时已被分离，在进入电动机后又受到电动机的加热使液态制冷剂气化，因而对避免液击有利；大部分排气管浸在润滑油中，经过排气消声器的高温气体先在排气管内与润滑油进行热交换，再流出压缩机。

这两个特点使它特别适用于热泵系统。系统作热泵运动时，室外机表面可能结霜，使吸入压缩机的回流气中大量带液，此时 MT 系列压缩机的分离液滴功能可确保压缩机免遭液击。冬天室外机中润滑油温度太低是热泵运行的一大障碍，利用排气加热润滑油使问题能较好地解决。

由于电动机用吸气冷却，壳体散热已不起多大作用，因此在一些对噪声限制特别严格的场合，MT 系列压缩机的外壳用隔声材料包起来。

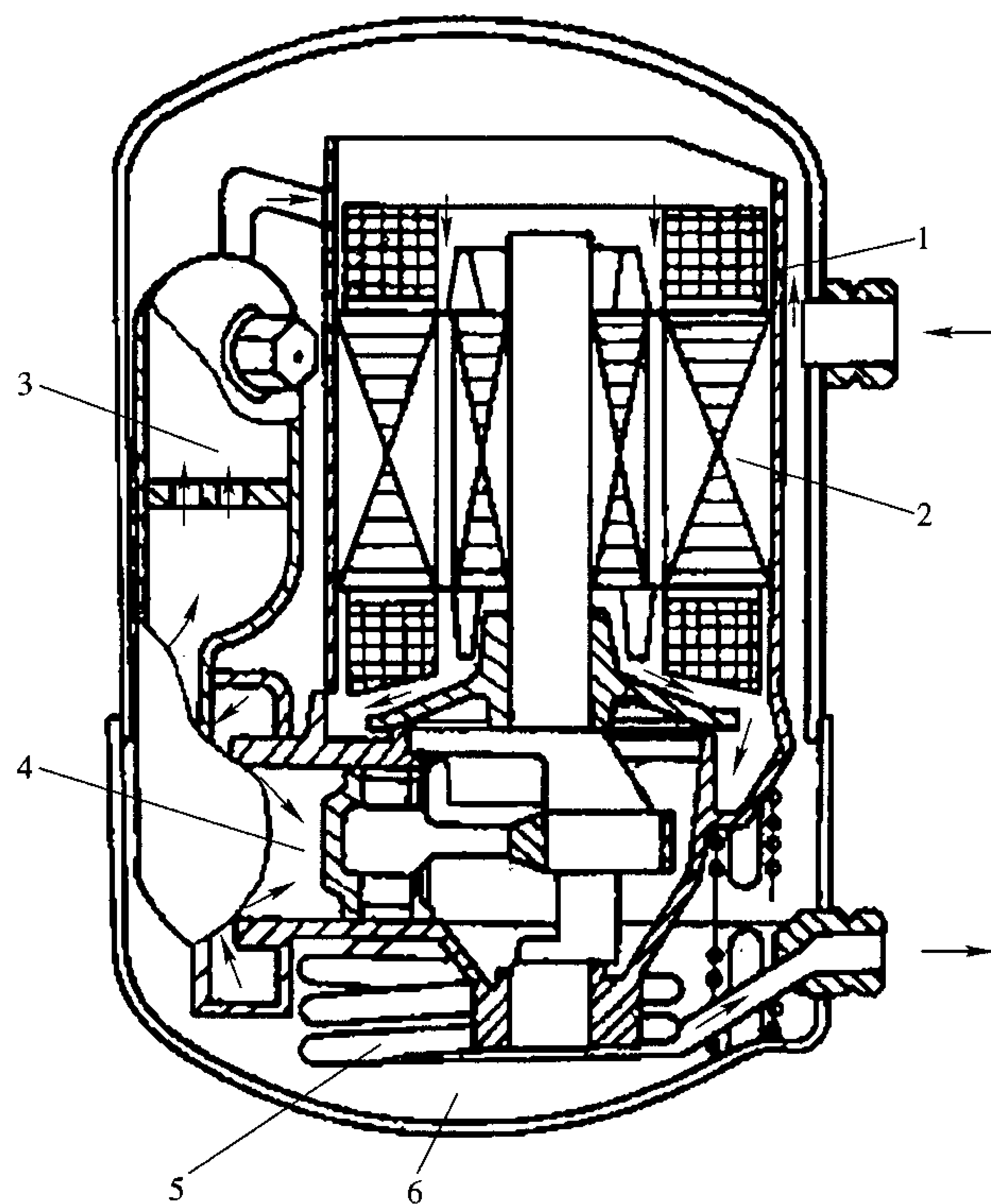


图 2-72　MT 系列全封闭式制冷压缩机

1—护套；2—电动机；3—排气消声器；4—气缸；5—排气管；6—润滑油

采用吸气流经电动机的结构，其缺点之一是增加了吸气过热度，降低了容积效率和能效比。因而，在一些压缩机中，将电动机置于下部，如 TL 系列产品（图 2-73）。吸气在机壳内转向后，经吸气消声器、气缸、排气消声器、排气管道流出机壳。电动机和压缩机组合后用 3 个设于壳体上部的弹簧悬挂。为防止油温过高，设油冷却器。吸气进入机壳后因转向使大部分液滴分离，分离后的液态制冷剂流入壳底时对润滑油也有一些冷却作用。压缩机曲轴的轴承座与机体分别制造后装配在一起，便于铸造。TL 系列压缩机用于冷冻和冷藏。

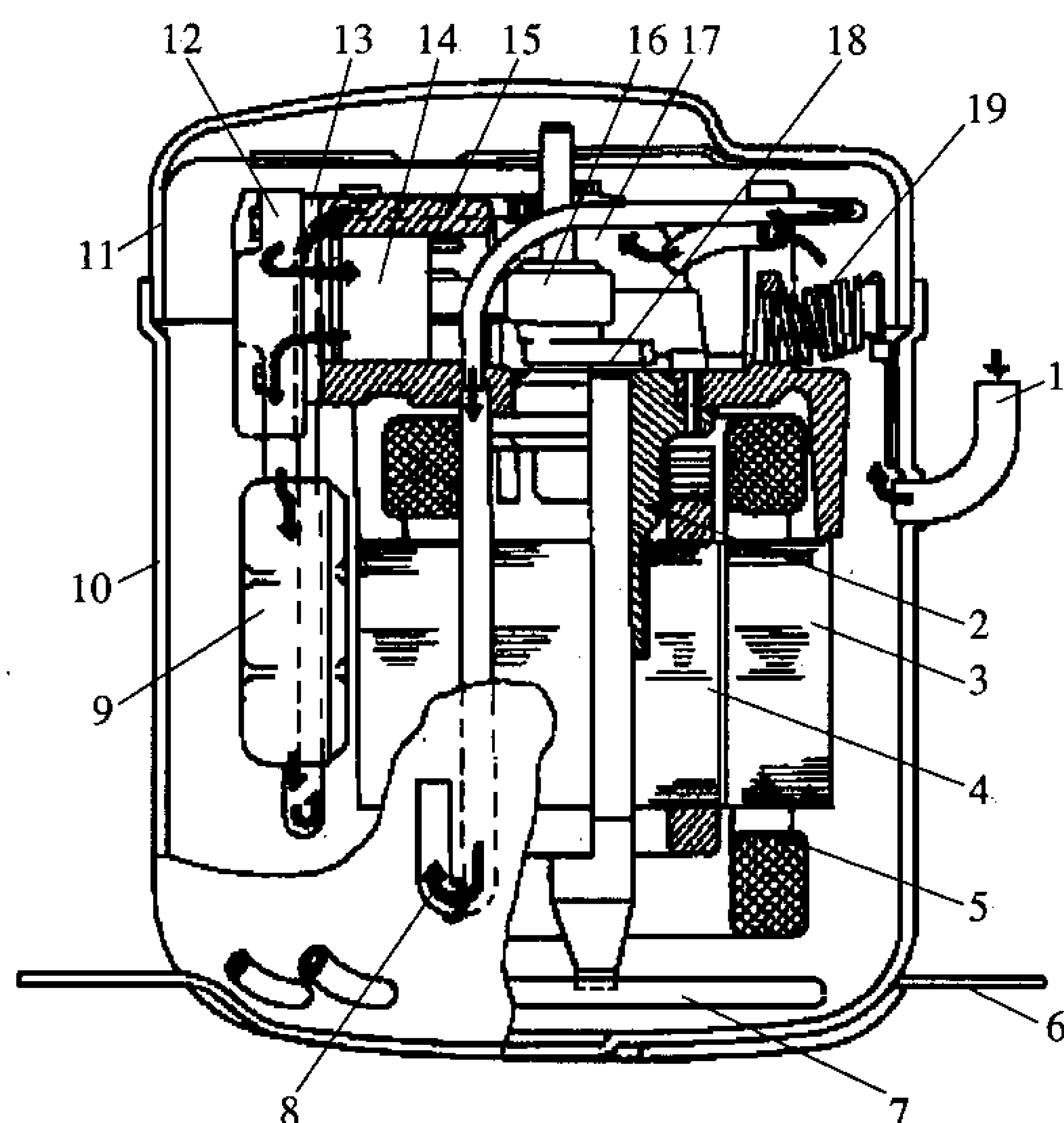


图 2-73　TL 系列全封闭式制冷压缩机

1—吸气管；2—轴承；3—定子；4—转子；5—绕组；6—固定座；7—油冷却器；8—排气管；9—排气消声器；10—下壳；11—上壳；12—气缸盖；13—阀板；14—活塞；15—气缸；16—连杆；17—吸气消声器；18—曲轴；19—悬挂弹簧

TL 系列压缩机用连杆带动活塞，在制冷量很小时，更多的压缩机采用滑管机构（图2-74）。滑管压缩机对曲轴中心线与活塞中心线的垂线要求比曲柄—连杆机构

低，且顶部的间隙可以自由调节，因而加工、装配容易，适合大批量生产，是用在冰箱上的主要压缩机机型。滑管压缩机为了减少活塞和气缸之间的侧向力，其气缸中心线与曲轴中心有一个偏心距，数值为 0.75～4mm。压缩机的吸、排气阀采用余隙容积小的舌簧阀，以适应冰箱压缩机蒸发温度低的需要。压缩机的润滑系统为离心供油管和螺旋供油槽的组合。吸油管浸在润滑油中，借助于离心力将油送至曲轴中的油道，再沿螺旋槽到达被润滑表面。

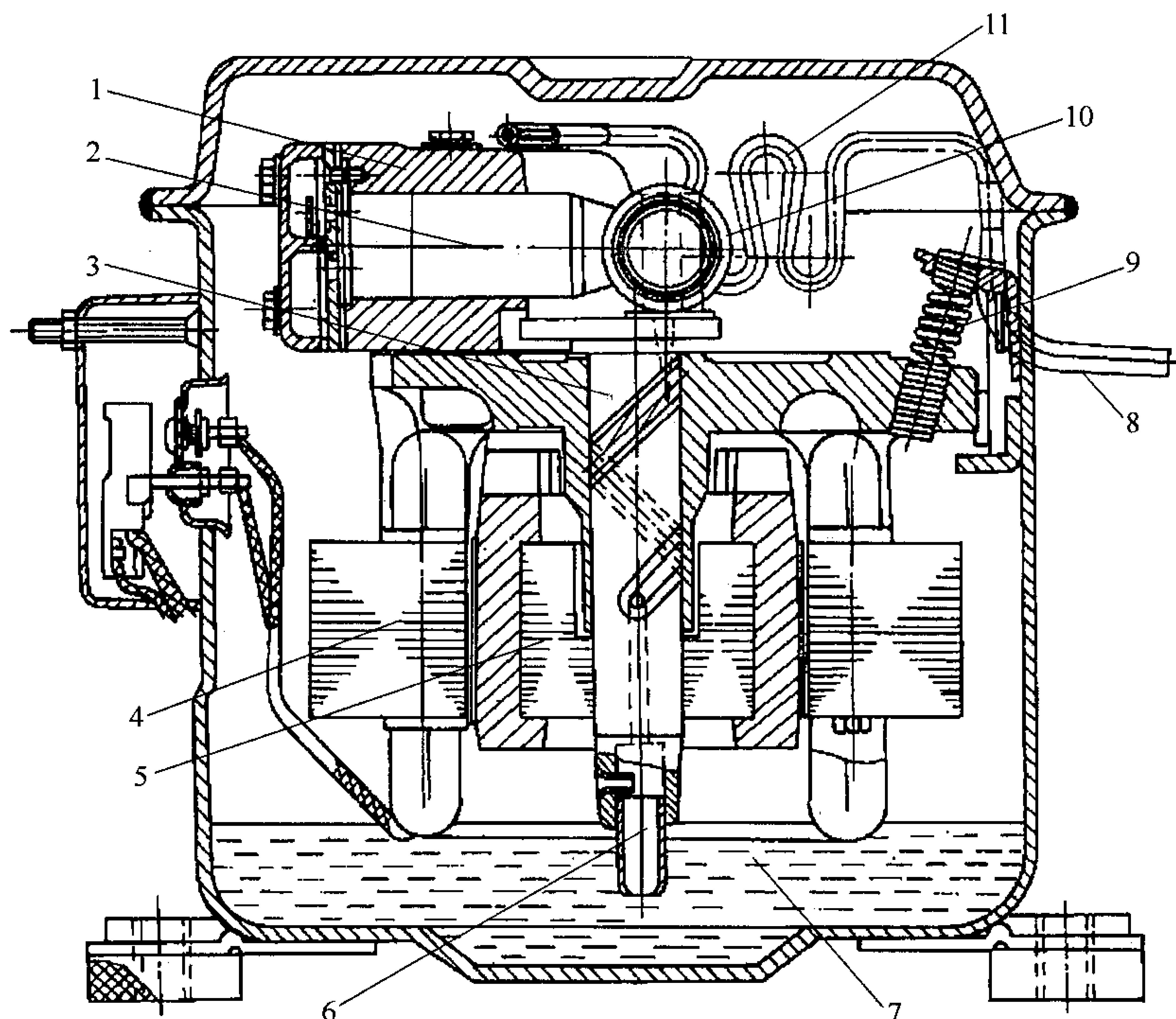


图 2-74 QF21-93 型全封闭滑管制冷压缩机

1—气缸；2—活塞；3—曲轴；4—定子；5—转子；6—吸油管；7—润滑油；8—排气管；9—悬挂弹簧；10—滑管；11—管式消声器

在机体上铸有降低吸气噪声和排气噪声的空腔膨胀式消声器，它由一个或几个有狭小孔道连通的空腔组成。此外，还有管式消声器，用管子弯曲而成，既有降低排气噪声的作用，也有减少因气流脉动引起的振动的作用。管式消声器弯弯曲曲的形状使它有最好的变形性能，以适应排气段温度反复变化导致的热变形，且有利于安装。

一种采用滑槽驱动机构的全封闭式制冷压缩机(Q—F 制冷压缩机)是性能优良的热泵用压缩机(图 2-75)。压缩机上有两个按 90°角度布置的滑槽，带动 4 个活塞。吸气阀装在活塞顶部，排气阀装在气缸盖上，构成压缩机的顺流吸、排气。

Q—F 制冷压缩机的优点是：(1)作用于气缸上的侧向力小，活塞与气缸的摩擦损失也小。(2)顺流布置吸、排气阀有利于增加气阀的通流面积。(3)吸气阀在低蒸发温度下仍有良好的性能。(4)十字型布置的四个气缸使机器紧凑、尺寸小。这些优点的综合效果是：输气量大、能效比高、振动小。

试验表明，一般的往复压缩机在供热时，相对于高蒸发温度的供热能力与回转压缩机

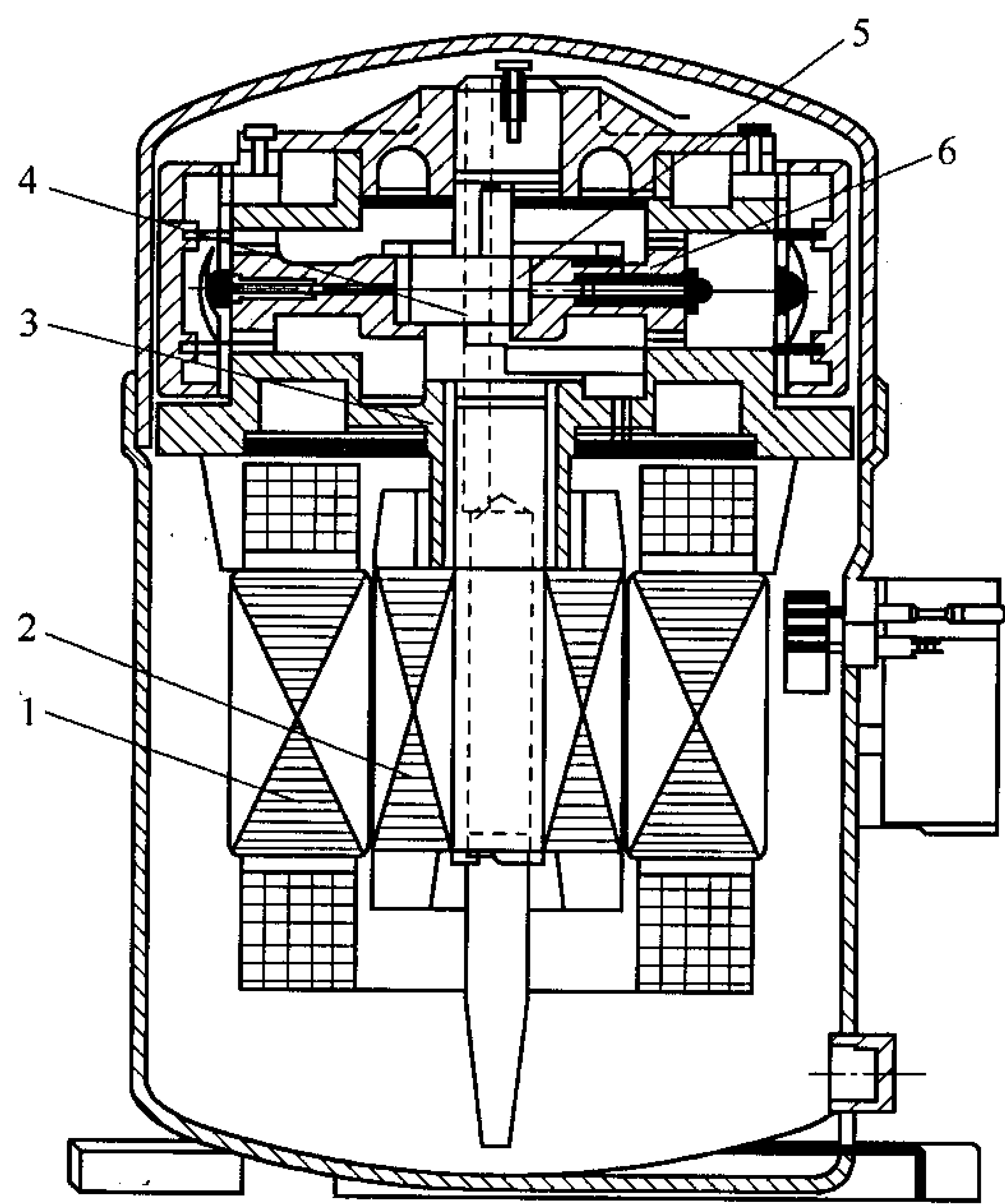


图 2-75　采用滑槽驱动机构的 Q—F 制冷压缩机

1—定子；2—转子；3—主轴承；4—曲轴；5—滑块；6—活塞—滑槽—框架组合件

和涡旋压缩机相当，但在低蒸发温度时，其供热能力低于回转压缩机和涡旋压缩机；但 Q—F 压缩机在高蒸发温度和低蒸发温度时，其供热能力均与回转压缩机相当。

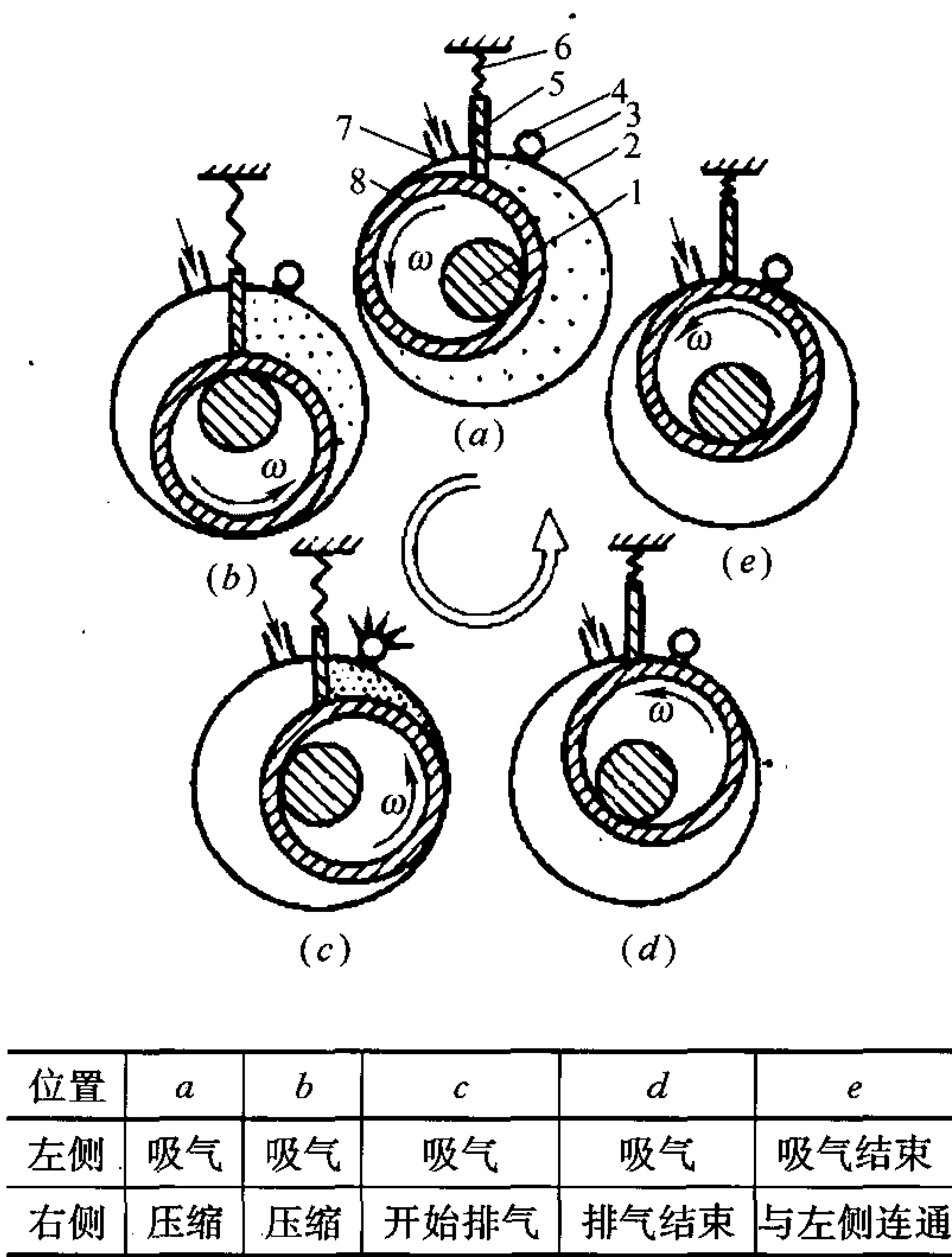
第三章　滚动活塞压缩机

滚动活塞压缩机原称为“转子压缩机”，在原来偏心轮外加上一个套圈后称为滚动活塞压缩机或滚动转子压缩机，在我国还简称为滚子压缩机、定片压缩机或旋转式压缩机。早在1857年就考虑过用回转机构制造液泵。作为电冰箱用压缩机，美国在20世纪初就开始使用。从1920年起，欧洲也开始生产使用这种压缩机。由于受当时的机械加工水平限制，与往复式活塞压缩机相比，它并无明显的竞争力。20世纪60年代开始，精密加工技术迅速发展，20世纪70年代以后，滚动活塞压缩机在小型全封闭式制冷压缩机中所占比例越来越大，并广泛用于房间空调、电冰箱及小型商用制冷设备中。

第一节　工作原理及特点

一、工作原理

图3-1示出了滚动活塞压缩机的基本构成和工作原理。它由滚动活塞、气缸体、滑板及其背部的弹簧、偏心轮轴和气缸两端盖等主要零件组成。从图中可以看出，气缸2的内孔与滚动活塞8均呈圆形，气缸体上开有吸、排气孔口，排气孔口3上装有簧片排气阀4，气缸内装有偏心轮轴1(压缩机的主轴)，偏心轮轴的旋转中心与气缸内孔的圆心重合，滚动活塞安装在偏心轮上，即滚动活塞与偏心轮同心，使得滚动活塞外表面与气缸内表面相切，气缸内表面与滚动活塞外表面之间形成一个月牙形空间，构成了压缩机的工作腔。在气缸的吸、排气孔口之间开一个径向槽，槽内装有能来回滑动的挡板5(简称滑板)，滑板背部装有弹簧6，靠弹簧力(有时还作用有气体或润滑油的压力)滑板端部紧压在滚动活塞外表面上，将月牙形空间分成两部分：与吸气孔口相通的部分称为吸气腔；在排气孔口一侧的部分称为压缩腔。但在图3-1(e)的位置两腔相通。因此，滚动活塞压缩机必须设排气阀。



位置	a	b	c	d	e
左侧	吸气	吸气	吸气	吸气	吸气结束
右侧	压缩	压缩	开始排气	排气结束	与左侧连通

图3-1　滚动活塞压缩机的基本结构和工作原理

1—偏心轮轴；2—气缸；3—排气孔口；4—排气阀；5—滑板；6—弹簧；7—吸气孔口；8—滚动活塞

图3-2示出滚动活塞压缩机的工作过程。

用气缸与转子的切点 T 和气缸中心 O 的连线 OT（和气缸与转子的连心线 OO_1 重合）表示转子所处的位置，OT 与滑板中心线重合时作为转角始点 $\theta=0$，随着转子按图示方向旋转，T 在 $\theta=0\sim\alpha$ 的范围内，新生成的气腔不断扩大而不与任何孔口相通，此时的气腔称为吸气封闭容积，其内的气体压力有可能膨胀到低于吸气压力；当 $\theta=\alpha$ 时（图 3-1(a)），气腔与吸气孔口连通，开始吸气；在 $\theta=\alpha\sim2\pi$ 的范围内，随着容积增大，气腔通过吸气孔口不断吸入气体；在 $\theta=2\pi$ 时，气腔容积最大，整个月牙形空间充满吸入的气体；在转子刚转过第二转（$\theta>2\pi$）时，因气腔容积缩小，上一转吸入的气体又部分倒流回吸气管；在 $\theta=2\pi+\beta$ 时（图 3-1(b)），气腔与吸气孔口断开，压缩过程开始；在 $\theta=2\pi+\beta\sim2\pi+\alpha_d$（$\alpha_d$ 为排气开始位置与滑板中心线的夹角）的范围内，气腔容积不断缩小，其内气体的压力不断升高；在 $\theta=2\pi+\alpha_d$ 时，气腔内的压力足以使排气阀打开，内压缩结束，排气开始；当 $\theta=2\pi+\alpha_d\sim4\pi-\gamma$ 时，为排气过程；在 $\theta=4\pi-\gamma$ 时（图 3-1(c)），气腔通过排气孔口与其后面处于吸气过程的另一个气腔连通，其内高压气体向后一个气腔的膨胀瞬间完成，排气结束，此时气腔的容积即为余隙容积；在 $\theta=4\pi-\gamma\sim4\pi-\delta$ 的范围内，气腔容积的缩小，引起气腔内部分气体回流到后一个基元；在 $\theta=4\pi-\delta$ 时（图 3-1(d)），气腔与排气孔口断开，形成排气封闭容积；在 $\theta=4\pi-\delta\sim4\pi$ 的范围内，排气封闭容积内残留的气体再次受到压缩，理论上其压力要达到无穷大，实际上由于间隙的存在和采取一些适当措施，排气封闭容积的影响大为缓和；在 $\theta=4\pi$ 时，气腔在完成一个完整的工作循环后瞬时消失，当 T 稍微转过此位置时，气腔再次出现，新的工作过程又重新开始。

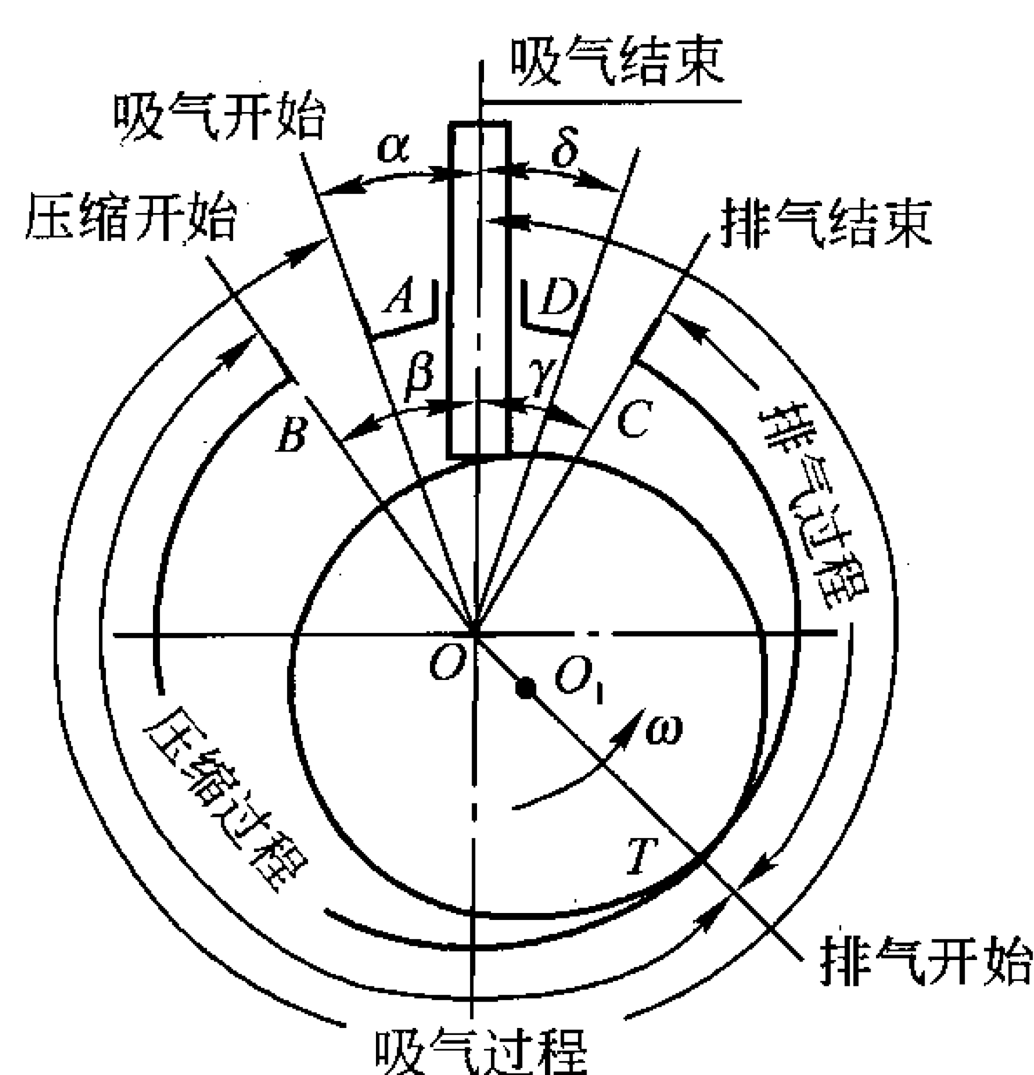


图 3-2　工作过程与特征角

二、特点

滚动活塞压缩机具有下列特点：

(1) 针对一个工作腔来说，气体的吸入、压缩和排出是在偏心轮轴转动两周中完成的。但吸气、压缩及排气过程是在滚动活塞及滑板两侧的工作腔中同时进行的。因此，对整个压缩机而言，偏心轮轴每转中仍然完成一个工作循环。这样，不仅运转平稳，而且使气体在进气孔口及排气阀中的流速也比较低，约比往复式活塞压缩机低一半。

(2) 滚动活塞压缩机的工作过程中，存在一些特征角，相应的角度为 α、β、γ 和 δ（见图 3-2）。它们对压缩机性能和工作寿命都产生十分不利的影响。因此，在结构设计可能的前提下，各特征角应尽可能小，当然还要考虑到气体流经进气、排气孔口的能量损失及排气阀的安装。

(3) 滚动活塞压缩机不需进气阀，也没有另设的吸、排气消声器，从而降低了进气、排气过程中的流动阻力损失。由于直接吸气，因而吸气过热小，另外其余隙容积也小，故其容积效率高。

(4) 滚动活塞压缩机由圆筒形气缸和作回转运动的滚动活塞相互配合而直接进行旋转压缩，因而它不需要将旋转运动转化为往复运动的运动转换机构，所以滚动活塞压缩机的

零部件少，特别是易损件少、结构简单、体积小、重量轻。据统计，用于制冷的滚动活塞压缩机比往复式活塞压缩机的零件少 1/3，体积小 40%～50%，重量约轻一半。

(5) 滚动活塞压缩机仅滑板有较小的往复惯性力，而旋转惯性力可以从结构设计中完全平衡。因此，这种机器振动小，运转平稳。

(6) 滚动活塞压缩机大部分零件的几何形状都是圆形或平面，便于机械加工。

(7) 滚动活塞压缩机内部有相对运动的零件之间必须有一定的间隙，间隙必须进行严格控制，因而零部件的加工要求高、装配比较复杂，同时检修也不大方便。

三、适用范围

滚动活塞压缩机有全封闭式和开启式两大类；从气缸布置方式来看，滚动活塞压缩机可分为立式和卧式两大类；从气缸数目来看，滚动活塞压缩机有单缸结构和双缸结构。

滚动活塞压缩机主要适用于批量大的专用制冷机组。单缸全封闭立式滚动活塞压缩机主要用于房间空调器和除湿机，其容量范围为 2.2kW(3HP)以下；双缸全封闭立式滚动活塞压缩机主要用于单元式空调机，其容量范围为 4.5kW(6HP)以下；小型全封闭卧式滚动活塞压缩机主要用于以电冰箱为代表的小型低温制冷设备，其容量范围为 375W (0.5HP)以下。

第二节　热　力　性　能

一、工作容积

当 $\theta=2\pi$，即滚动活塞将滑板全部推出气缸之外时，整个气腔充满了吸入的气体，此时的气腔容积称为压缩机的气缸工作容积 V_s，于是：

$$V_s=\pi(R^2-r^2)H \tag{3-1}$$

式中　R——气缸半径，m；

r——滚动活塞半径，m；

H——气缸高度，m。

二、容积效率

滚动活塞压缩机引起容积损失的原因与活塞压缩机基本相同，因此容积效率也可表示为容积系数 λ_v、压力系数 λ_p、温度系数 λ_T 和密封系数 λ_l 的乘积。

1. 容积系数

分析容积系数时，应把结构容积损失及余隙容积损失分开来考虑。

如图 3-2 所示，滚动活塞转过最初 β 角时，由于压缩腔与吸气管道尚未隔断，使上一转吸入的气体又回流到吸气管道而不对气体产生压缩，此现象称为回流。回流造成的容积损失称为结构容积损失，可用回流系数 λ_β 来衡量。λ_β 定义为：

$$\lambda_\beta=V_\beta/V_s \tag{3-2}$$

式中　V_β——结构容积损失，m³。

于是，容积系数为：

$$\lambda_v=1-c[(p_d/p_s)^{\frac{1}{m'}}-1]-\lambda_\beta \tag{3-3}$$

式中 c——滚动活塞压缩机的相对余隙容积，一般不超过1.5%，$c=V_c/V_s$；

V_c——余隙容积即$\theta=2\pi-\gamma$时的压缩腔容积；

m'——残余气体膨胀的过程指数，可近似认为m'等于工质的绝热指数k。

值得说明的是，滚动活塞压缩机余隙内的气体膨胀是在瞬间完成的，即相当于被压缩了的气体向吸气管倒流。

2. *压力系数*

$$\lambda_p=1-\frac{1+c-\lambda_\beta}{\lambda_v}\frac{\Delta p_s}{p_s} \tag{3-4}$$

λ_p主要取决于相对吸气压力损失$\Delta p_s/p_s$，对于滚动活塞压缩机这一值很小，大约只有0.5%左右，因此可以近似认为$\lambda_p=1$。

3. *温度系数*

根据机壳承受的压力，全封闭滚动活塞压缩机分为低背压式和高背压式两种结构。低背压式结构即机壳内为压缩机要吸入的气体，其吸气加热机理与全封闭活塞压缩机相同，λ_T可用全封闭式活塞压缩机的经验公式(2-5)计算。

高背压式结构即机壳内为压缩机排出的气体，以及开启式结构，其吸气加热机理与小型开启式活塞压缩机类似，可参考同类机型选取，亦可用下面的经验公式计算。

$$\lambda_T=AT_k-B(T_1-T_0) \tag{3-5}$$

式中 T_1——压缩机吸气温度，K；

A、B——经验系数，当$T_k=30\sim50$℃时，按表3-1选取。

工质的经验系数值 **表3-1**

工　质	R12	R22	R502
$A(\times10^{-3})$	2.98	2.57	2.57
$B(\times10^{-3})$	3.25	1.06	1.80

通常，当压力比为2～8时，$\lambda_T=0.82\sim0.95$。

4. *密封系数*

滚动活塞压缩机中，泄漏是影响容积效率的重要因素。λ_l随间隙的大小、润滑状况及转速等因素变化而不同。当精心设计选用较小间隙值时，λ_l约在0.92～0.98之间；在设计时对于标准工作状况，可近似取$\lambda_l=\lambda_v$，或者当压缩机转速$n=3000$r/min时，$\lambda_l=0.82\sim0.92$；转速$n=1500$r/min时，$\lambda_l=0.75\sim0.88$。

三、功率与效率

1. *功率*

绝热指示功率为：

$$P_{ad}=\frac{\pi}{60}\lambda_v p_s KHR^2 n\frac{k}{k-1}\{[\tau(1+\delta_0)]^{\frac{k-1}{k}}-1\} \tag{3-6}$$

式中 K——气缸容积利用系数，$K=\psi(2-\psi)$；

ψ——相对偏心距，$\psi=e/R$；

k——工质的绝热指数；

τ——名义压力比，$\tau=p_d/p_s$；

δ_0——吸、排气过程的相对压力损失(δ_s、δ_d)之和，即 $\delta_0=\delta_s+\delta_d$。

指示功率为：

$$P_i=\frac{\pi}{60}\lambda_v p_s KHR^2 n\frac{m}{m-1}\{[\tau(1+\delta_0)]^{\frac{m-1}{m}}-1\} \tag{3-7}$$

轴功率为：

$$P_e=P_i/\eta_m \tag{3-8}$$

式中　η_m——机械效率。

对于封闭式滚动活塞压缩机，电功率为：

$$P_{el}=P_i/(\eta_m\eta_{mo}) \tag{3-9}$$

式中　η_{mo}——电动机效率，内置电动机在名义工况下工作时，通常 $\eta_{mo}=0.60\sim0.95$。

2. 效率

绝热效率为：

$$\eta_{ad}=P_{ad}/P_e \tag{3-10}$$

电效率为：

$$\eta_{el}=P_{ad}/P_{el} \tag{3-11}$$

四、排气温度

$$T_d=T_s(p_d/p_s)^{\frac{n-1}{n}} \tag{3-12}$$

式中　T_s——吸气温度，K。

滚动活塞式压缩机的压缩过程与吸气过程在一转内是同时进行的，故气缸与外界热交换时间较长，这有利于降低排气温度。

第三节　结构参数与结构设计

一、结构参数

1. 相对偏心距

相对偏心距 ψ 为偏心距 e 与气缸半径 R 之比，即 $\psi=e/R$。它对压缩机的结构尺寸及气缸容积的利用率都有很大的影响。

把式(3-1)进一步变形为：

$$V_s=\pi R^2 H\psi(2-\psi) \tag{3-13}$$

气缸容积利用系数 K 为：

$$K=\frac{\text{工作腔容积}}{\text{气缸容积}}=\frac{V_s}{\pi R^2 H}=\psi(2-\psi) \tag{3-14}$$

它反映气缸容积的有效利用程度。K 值越大，气缸容积利用率越高；反之气缸容积利用率就越低。在通常的结构中，$K=0.15\sim0.36$。

在 ψ 值为 0～1 范围内，K 随 ψ 增加按抛物线规律单调增加，因此 ψ 越大，气缸容积

利用率就越高，在相同的外形尺寸下(R、H一定)，压缩机的工作容积就越大；反之ψ越小，气缸容积的利用率就越低，相应地减小了压缩机的工作容积。

综上所述，从提高气缸容积利用率和减少压缩机体积和重量的角度出发，相对偏心距ψ宜选择较大的值。但是ψ取得过大，随着偏心距加大，不但压缩机在结构设计上有困难，同时使滑板与滚动活塞间的接触力和摩擦磨损增加，引起压缩机的功耗增大，可靠性降低。因此，ψ比较适宜的取值范为0.08～0.20。在移动式等特殊用途(如汽车空调)的压缩机中，为了减小外形尺寸和重量，ψ可取到0.25。

2. 气缸相对高度

气缸相对高度λ为气缸高度与气缸直径之比，即$\lambda=H/D$。λ增大致使压缩机径向尺寸(D)缩小，给进气管、排气阀的安装带来一定的困难；另外，λ增大必然引起ψ减小，使气缸容积利用率减小。

参数ψ及λ的变化还对压缩机的受力特性及性能指标产生影响。这些影响具体表现为滚动活塞、滑板受力的变化及从压缩腔向吸气腔泄漏量的变化。

如果λ值越大，滚动活塞与滑板的受力就越大，泄漏间隙长度及滚动活塞与滑板的摩擦面积增加，从而恶化了压缩机的受力状况，使泄漏量及摩擦功率增加。但λ也不宜过小，λ过小则使气缸直径有较大的增加，即径向尺寸过大，结构上显得不合理。一般推荐$\lambda=0.25\sim1.0$。在大型开启式机器中，λ可取到2.0。

图3-3是在压缩机工作容积相同的情况下设计出的三种典型形状的滚动活塞，滑板端部与滚动活塞之间的滑动速度、接触力及产生的摩擦损失的预测结果见表3-2。从降低摩擦损失的角度来看，相对高度接近于1的筒形活塞结构比较合理，这与上述分析结果是一致的。

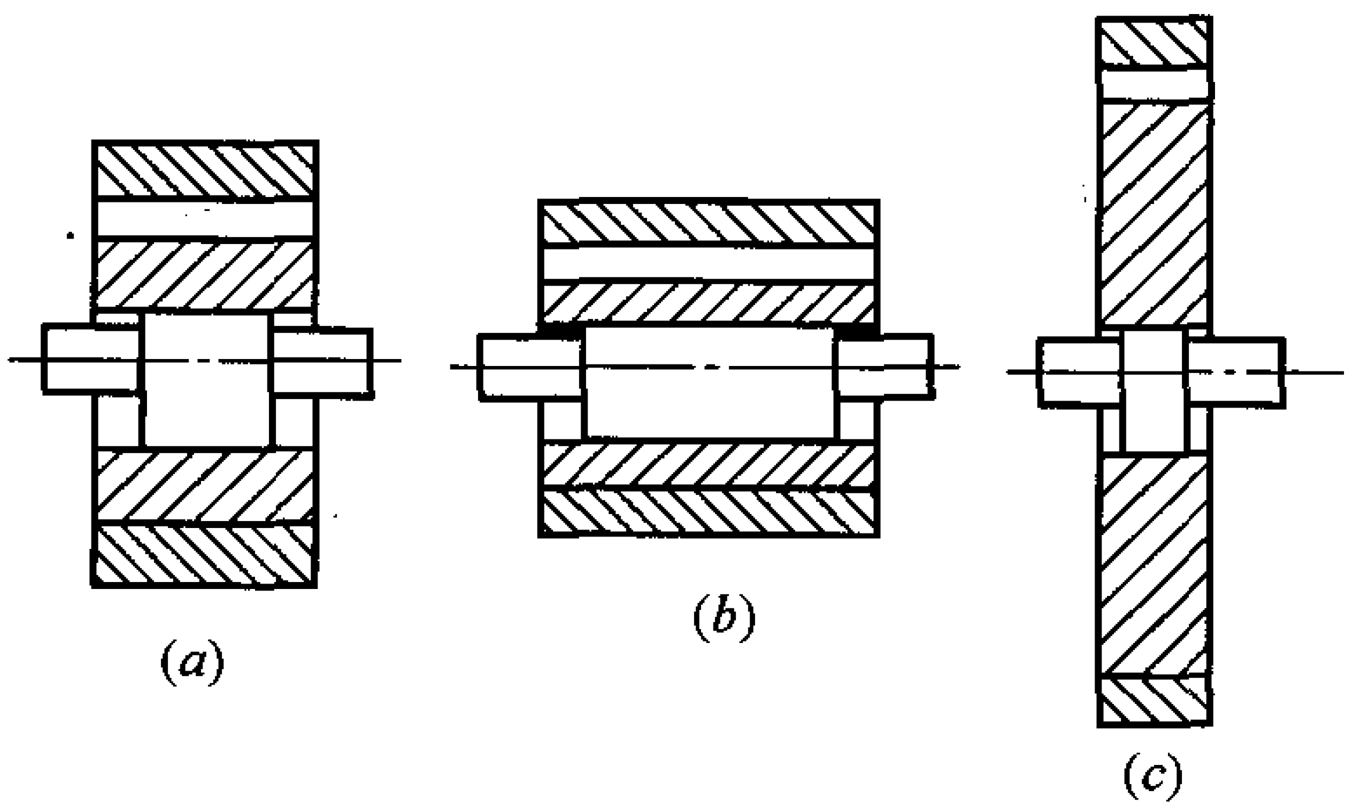


图3-3　滚动活塞剖面示意图

(a)鼓形活塞($\lambda=0.4$)；(b)筒形活塞($\lambda=0.9$)；(c)盘形活塞($\lambda=0.15$)

滑板与滚动活塞之间的接触情况　　**表3-2**

滚动活塞类型	A	B	C
最大滑动速度(m/s)	1.1	0.37	1.1
最大接触力(N)	150	220	85
摩擦损失(W)	7.3	1.7	4.5

3. 转速

提高转速n是促进压缩机小型轻量化的有效措施。尽管提高转速会缩短气阀的使用寿命、增大机械损失、气阀流动损失、机器载荷和噪声等，但是由于高转速带来的优越性远大于其带来的不利影响，目前除了容量较大的开启式机器外，全封闭滚动活塞压缩机几乎都采用同步转速与电源频率相等的二极电动机，并朝着使用变频器调节电源频率来改变压缩机转速的方向发展。

从结构上看，小型全封闭式压缩机自身无容量调节机构。变频器的应用，缩短了制冷装置的启动时间，省去了开/关调节机构，才使全封闭式压缩机容量调节有了可能，并使

冷冻空调产品变得小巧玲珑。

与变频器配套使用的变频压缩机，在结构上应做相应的变化。对于滚动活塞压缩机来说，为了防止高转速运转时润滑油大量带出机壳，应在压缩机内部设一阻油盘，使润滑油与制冷剂迅速分离后返回压缩机。应相应提高阀片的抗疲劳强度，并适当增大阀座面积，以免高转速时阀片损坏。可采用制冷剂液体注入的办法进行冷却，以防止高转速时压缩机过热。变频滚动活塞压缩机应用的容量为 3.5kW(对应于电网频率的名义容量)以下，目前频率的最大调节范围为 15～180Hz。

二、主要结构尺寸

滚动活塞压缩机容积流量 q_{va}和工作容积之间的关系为：

$$V_s=60q_{va}/(\eta_v n) \tag{3-15}$$

对于单缸机，气缸的半径为：

$$R=\left(\frac{V_s}{2\pi\lambda K}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{3-16}$$

对于双缸压缩机，气缸半径为：

$$R=\left(\frac{V_s}{4\pi\lambda K}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{3-17}$$

滚动活塞压缩机的其他主要结构尺寸见表 3-3。

滚动活塞压缩机主要结构尺寸及其相对关系　　表 3-3

名　　称		尺寸关系
气缸直径	D	$D=2R$
偏心距	e	$e=(0.08\sim0.20)R$
滚动活塞半径	r	$r=R-e$
滑板厚度	B_v	$B_v=(0.6\sim1.0)e$
滑板径向高度	l_o	$l_o=(5\sim10)e$
气缸轴向高度	H	$H=(0.25\sim1.0)D$

三、主要零件结构

1. 气缸

气缸是滚动活塞压缩机的骨架，它的尺寸决定了整个压缩机的大小，其上安装着压缩机的主要零部件。气缸的作用是：

(1) 支撑偏心轮轴转动机构，保证运动件之间的准确相互位置。

(2) 支撑着主、副轴承等固定件，形成密封的高、低压气腔和气流通道，组织工质的合理流动。

(3) 承受着大小、方向不断变化的气体力、惯性力及其力矩的作用。

为完成上述功能，设计中必须合理构形和决定尺寸，既要保证具有足够的强度和刚度，又要尽可能减小其质量和整机尺寸。

空调用滚动活塞压缩机目前主要有圆形和扇形两种结构的气缸。圆形气缸强度高、刚性好，气缸直接焊到机器外壳上，功率较大的压缩机多采用圆形气缸，焊接后滑板槽变形量较扇形气缸小。缺点是费材料，增加重量和成本。功率小的压缩机，非直接焊在外壳上

的气缸多采用扇形气缸。图 3-4 是这两种气缸的典型结构。

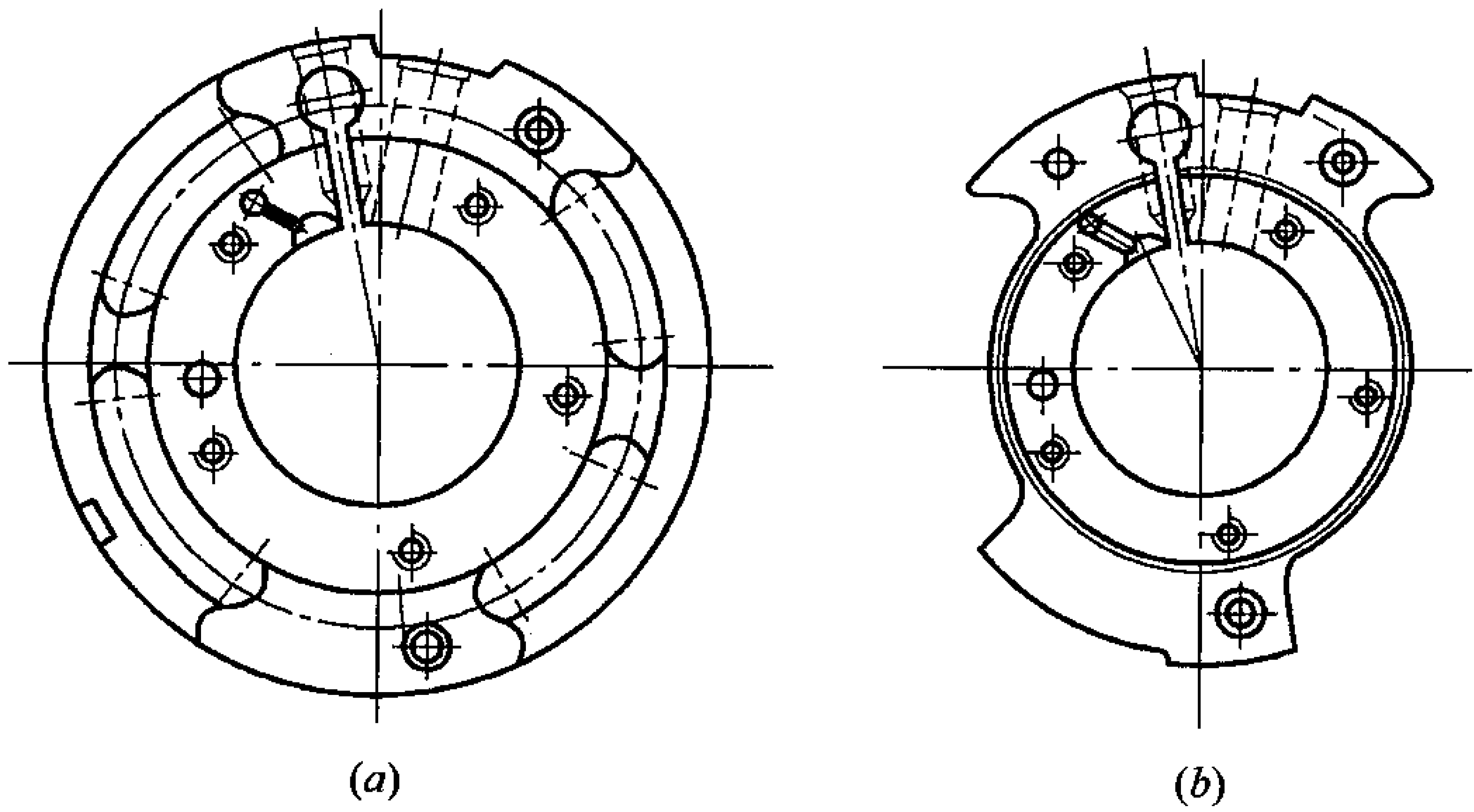


图 3-4　典型的气缸结构
(a)圆形气缸；(b)扇形气缸

气缸上加工有吸气孔、排气月牙槽、滑板槽、弹簧安装孔、固定主、副轴承的螺纹孔。双缸压缩机气缸上通常还有两缸连通的排气通道，进气通道则根据吸气管是一个还是两个而有所不同。

为减少泄漏，气缸内孔、上下两端面、滑板槽的加工精度很高，孔径和缸高尺寸公差一般不大于 20μm，孔径和端面的表面粗糙度 Ra 不大于 0.4μm，形状和位置公差小于 7μm。滑板槽很窄，多用拉刀拉出，加工困难，费用亦高，精度应选得低些。

这样高的精度对滚动活塞压缩机来说，仍然因泄漏量太大而难以达到高的容积效率，实际生产中是通过对零部件进行尺寸分组装配来保证配套间隙的。

2. *滚动活塞和滑板*

这两个零件的作用是将气缸内孔分成两个独立的月牙形空间，活塞滚动时这两个空间相继扩大和缩小而完成压缩机的功能。

滚动活塞、滑板和气缸、偏心轮轴、上下轴承端面都保持间隙配合，且应具有良好的密封性，但不能安装任何密封填料，全靠精加工后金属件自身和摩擦面上保持有 8～25μm 的油膜来润滑和密封，因此要有非常高的加工精度。图 3-5 和图 3-6 分别给出了滚

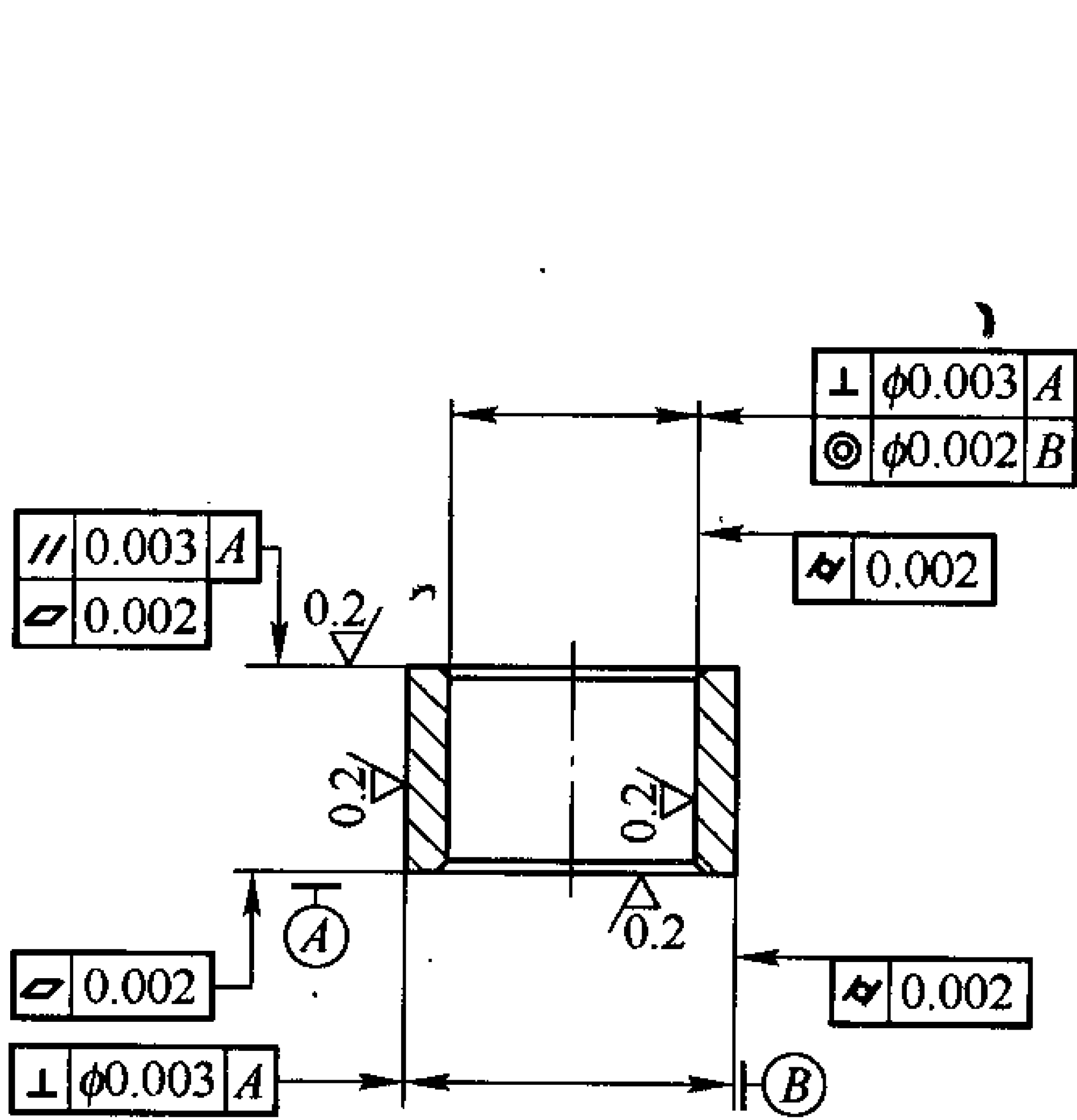


图 3-5　滚动活塞

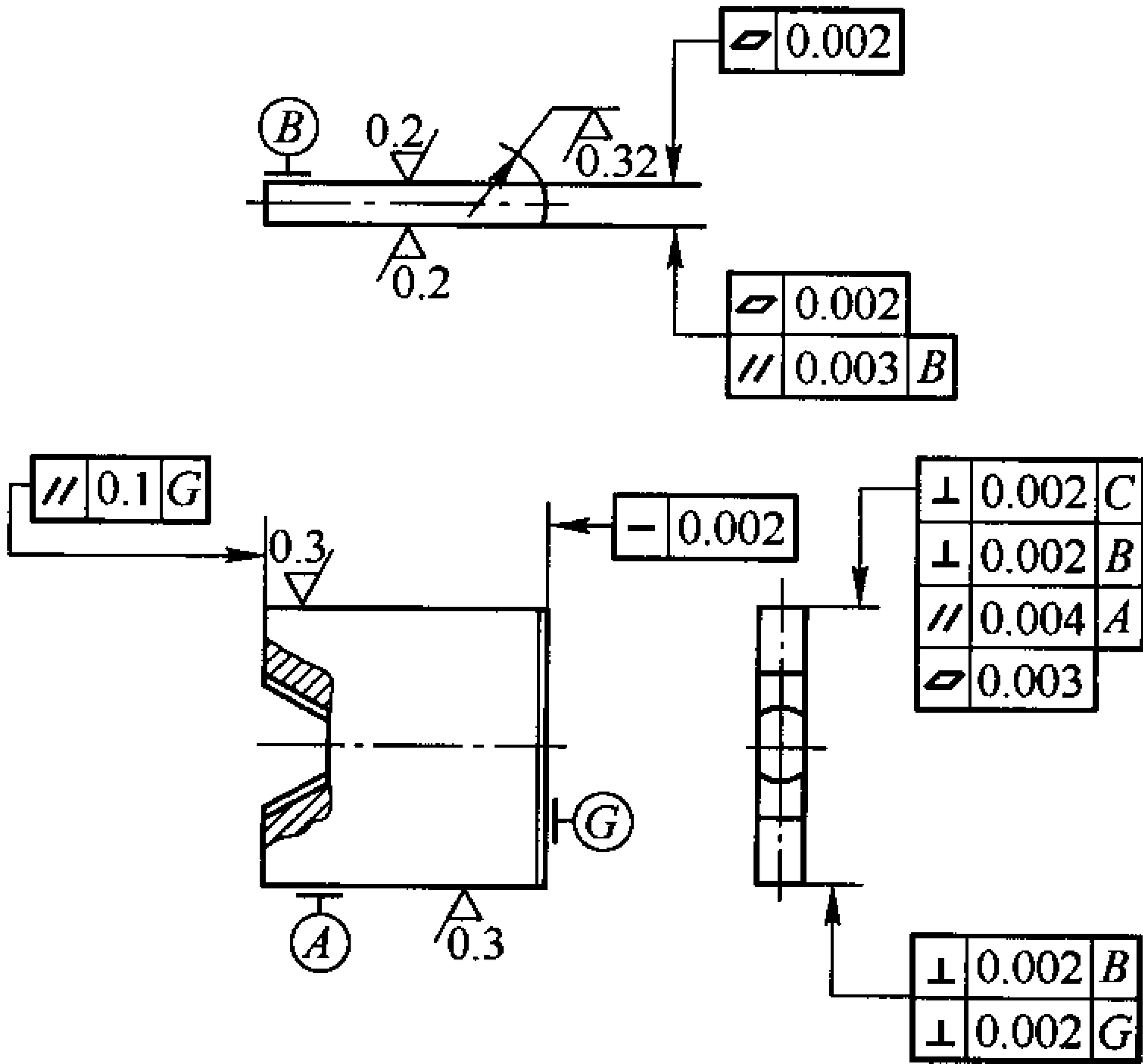


图 3-6　滑板

动活塞和滑板典型的形位公差及表面粗糙度值，这样高的精度，其加工测量都要通过专用设备来完成。

滚动活塞的尺寸主要由所需的排气容积决定，滑板的尺寸应充分考虑其受力的复杂性，运动时的跟随性。滑板厚度的选定要兼顾容积效率和强度、刚性，太厚则影响容积效率，太薄则受力变形大，摩擦功率增加，且易卡死。取值范围对于制冷剂 R22，一般为 3～5mm。

3. 端盖与主轴承

端盖上设有主轴承，用来支撑主轴的旋转运动，同时还安装有排气阀组件(图 3-7)，其内孔和端面与其他零件构成运动副。对于滚动活塞压缩机，在主轴一转内轴承载荷变化较大，因此其偏心率也变化很大，在某些转角，其油膜厚度很小，轴承润滑状态除流体动压润滑外，还会出现混合润滑和边界润滑。这就要求轴承不但要有足够的强度和刚度，而且还要有较高的尺寸精度和形位公差，以及较低的表面粗糙度。精度等级和滚动活塞类似。考虑到润滑，轴承内表面上设有螺旋油槽，副轴承较短，有时开成直槽，油槽应避开负荷侧，这样有利于完全润滑。

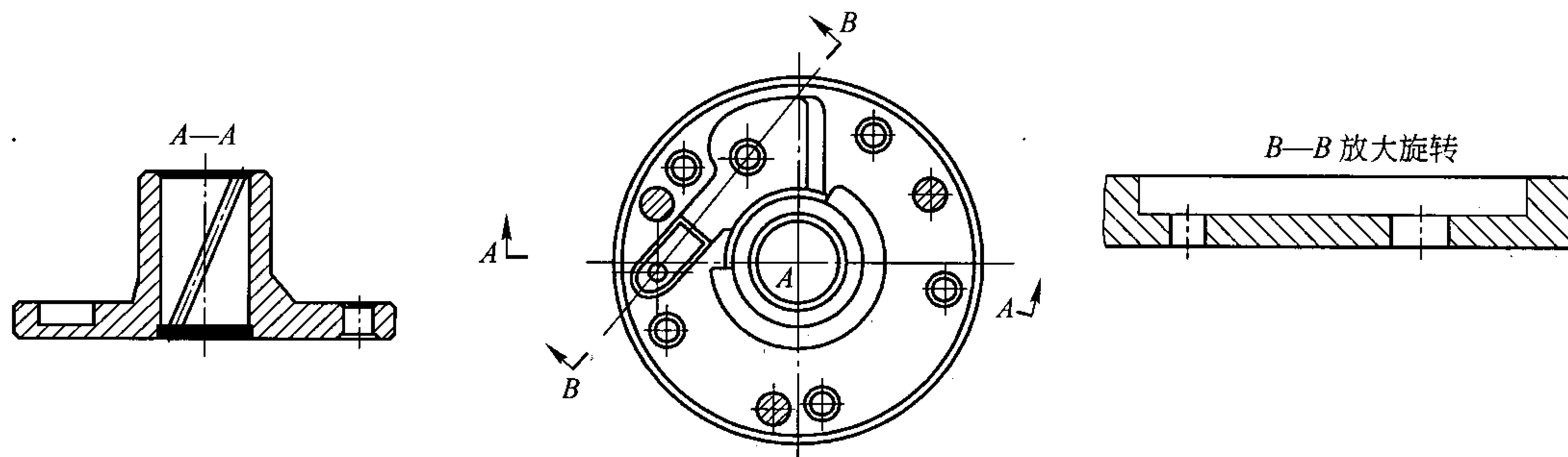


图 3-7　端盖与主轴承

4. 排气阀

滚动活塞压缩机主要采用两种结构的排气阀。

(1) 簧片阀　如图 3-8(*a*)所示，其阀片多为带圆头的条形，升程限制器多为圆弧形或斜面。容量较大的机器，在缸体上并排安装若干个阀片；容量较小的机器或单个阀片的气阀，一般安装在气缸端盖上，排气阀座常加工有环形凹槽，减少与排气阀片的接触面积，且要有高的平面度和低的表面粗糙度，以保证气密性。为了气体流动顺畅，排气槽一侧一般加工成斜面。这种阀工作可靠、性能稳定、加工简单，它在电冰箱和空调器用全封闭滚动活塞压缩机中应用最为普遍。

(2) 弧面阀　汽车空调用滚动活塞压缩机中曾经采用过的弧面阀。图 3-8(*b*)为弧面阀的结构示意图，圆筒状的阀片与圆柱形的升程限制器装成一体，阀座即为气缸体上靠近排气孔口处钻出的圆形孔，阀

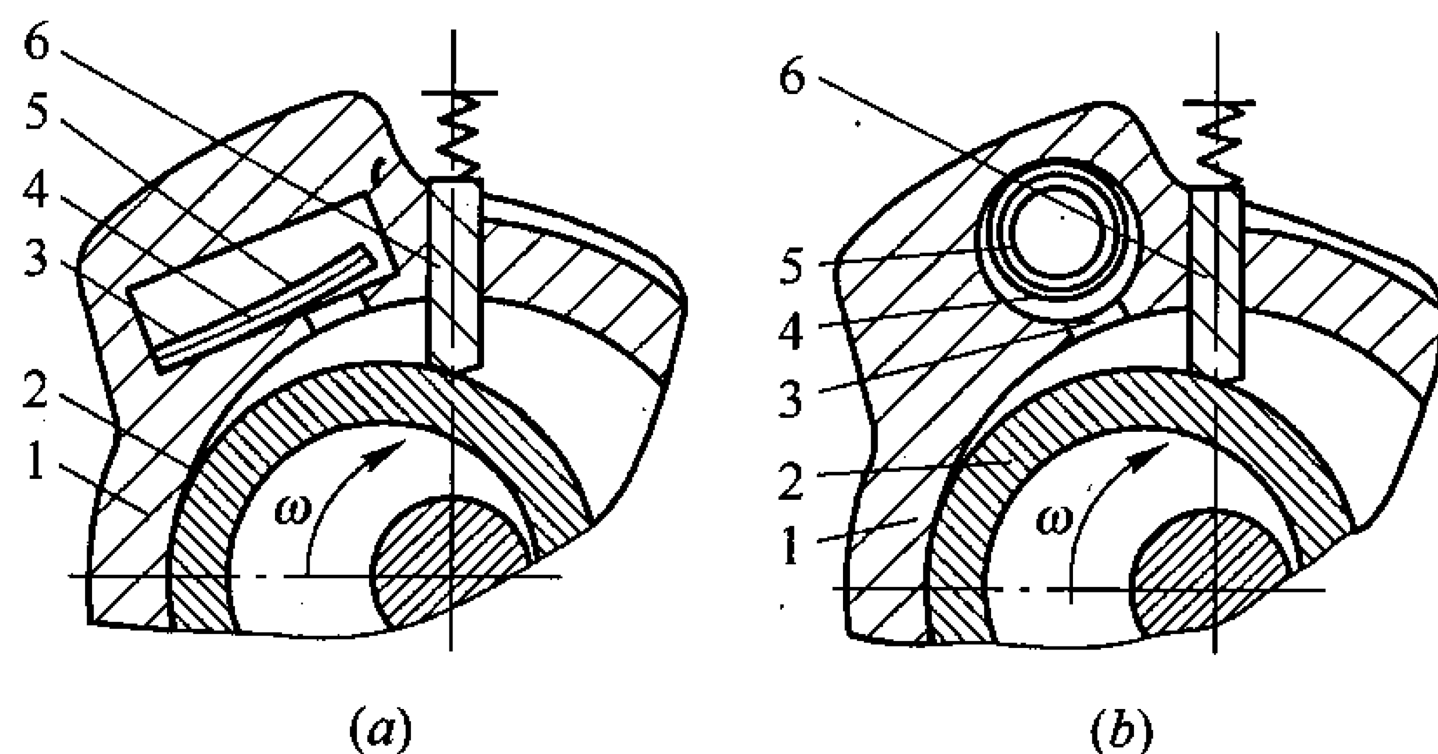


图 3-8　排气阀

(*a*)簧片阀；(*b*)弧面阀

1—气缸；2—滚动活塞；3—升程限制器；4—阀片；5—排气孔口；6—滑板

片与升程限制器一起装入其内。这种阀具有良好的密封性能，同时还可以使气阀形成的余隙容积减至最小，但其安装加工较为复杂，成本较高，目前应用较少。

5. 偏心轮轴

图 3-9 是典型的单缸和双缸滚动活塞压缩机所用的偏心轮轴，它也适用于变频压缩机使用。未见资料介绍有 3 个偏心轮以上的偏心轮轴。

偏心轮轴的润滑一般是沿轴向开有较大的油孔，孔中装有吸油片，主、副轴颈和偏心轮表面上开有径向油孔，靠离心力泵油润滑。

主轴和轴承的配合间隙依轴颈的大小不同而有所区别，轴颈粗的配合间隙大些，一般在 15～30μm 之间。

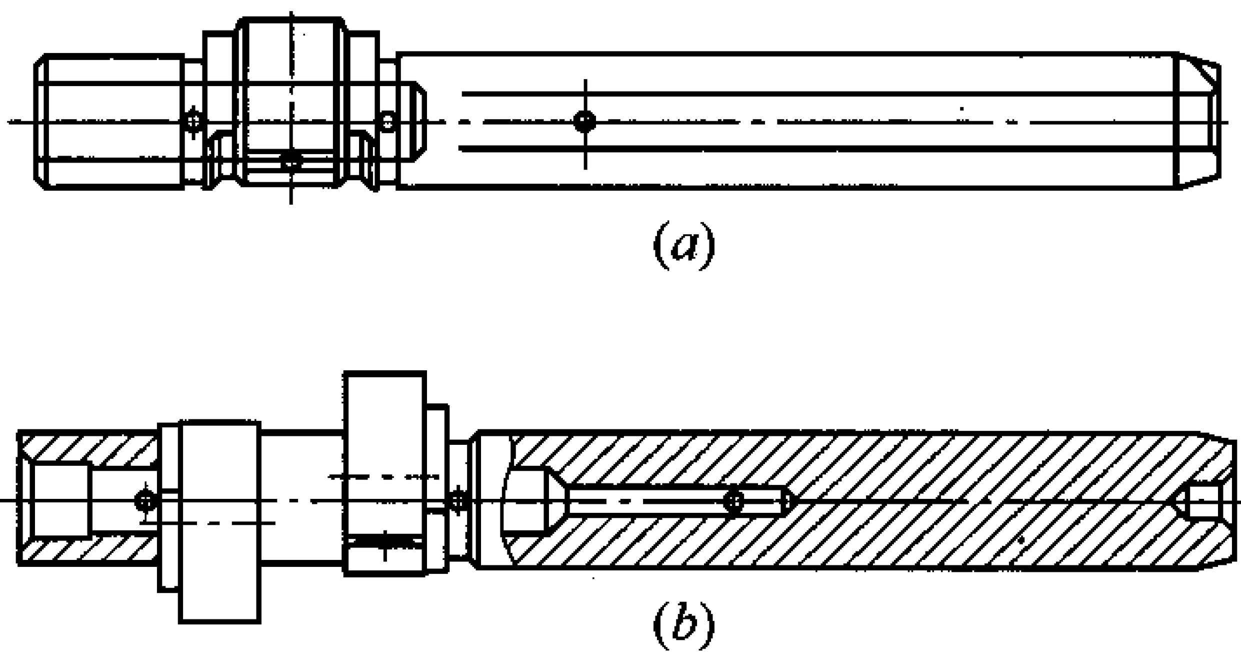


图 3-9 典型的偏心轮轴结构
(a)单缸压缩机用；(b)双缸压缩机用

四、主要零件材料

表 3-4 列出了普通型和变频型滚动活塞压缩机主要零件常用的材料。滚动活塞压缩机高速运转时，随着运动件惯性力和轴承运动速度的增加，滑板有可能追随不上滚动活塞的运动，使二者出现短时脱离，还会使摩擦、磨损和噪声增大。采用轻质材料的运动件是解决这些问题最有效的办法之一，所以变频型滚动活塞压缩机采用质轻、耐磨及热膨胀系数小的石墨浸渍铝合金作为滑板材料。

主要零件的常用材料 表 3-4

压缩机类型	气　缸	偏心轮轴	滑　板	滚动活塞	主、副轴承	阀　片
50/60Hz	铬铜合金铸铁	灰口铸铁	铬钼硼合金铸铁	铬镍钼合金铸铁	粉末冶金	瑞典钢带
变　频	D 型石墨铸铁	球墨铸铁	高速钢	D 型石墨连铸型材	灰口铸铁	

对于功率较大、转速较高的滚动活塞压缩机，当机器启动阶段发生液击时，石墨滑板的强度就显得不够。表 3-5 给出了大功率、高转速压缩机滑板的材料要求。为此近年来又开发使用了纤维增强铝合金，经过筛选比较，由体积分数为 30%的 SiC 晶须预制体(增强纤维)及含硅质量分数为 17%的铝合金经压铸而成的纤维增强铝合金，具有强度高、重量轻、耐磨性好及化学性能稳定等特点，是比较理想的滑板材料。实验表明，纤维增强铝合金滑板不仅能在高转速时很好地跟随滚动活塞的运动，而且还减小了压缩机的轴承载荷。

滚动活塞压缩机运动件的材料要求 表 3-5

性　能	体膨胀系数($\times10^{-4}$/K)	密度(g/cm^3)	抗弯强度(MPa)	耐 磨 性	摆锤冲击强度(MPa)
要 求 值	11～13 (20～100℃)	最大 3	最小 300	超过石墨	最小 1
铸　铝	22	2.72	448		2
铸　铁	11	7	300		2
石　墨	11.3	2.15	170		0.35

五、附件结构设计

1. 气液分离器

全封闭滚动活塞压缩机的吸气管直接插在气缸体上和吸气腔相通，为了防止吸入气体含液量过多，都在吸气管进入机壳之前配置气液分离器，或称贮液筒。气液分离器是滚动活塞压缩机的一个重要部件，其主要功能是将液相和气相制冷剂分离开，并将液相制冷剂收集存储于其底部；此外，它还具有过滤功能，与压缩机机壳和周围介质的热交换功能，对于某些频率段的噪声具有消声功能，同时它又产生新的噪声。

气液分离器的尺寸大小取决于制冷系统内制冷剂的充注量。冷冻机油和充注的制冷剂重量比的推荐值：对于单冷系统为 0.4～0.5，对于热泵系统为 0.6～0.7。分离器内的出气管上应开有回油孔，回油孔的直径为 0.8～2.0mm。回油孔太小则回油不充分，回油孔太大则制冷剂液体会进入气缸。

图 3-10 示出气液分离器的两种常见结构，图 3-10(*a*)的结构适合卧式压缩机采用，图 3-10(*b*)的结构适合立式压缩机采用。卧式气液分离器除了降低自身高度外，并不影响液体的分离功能。

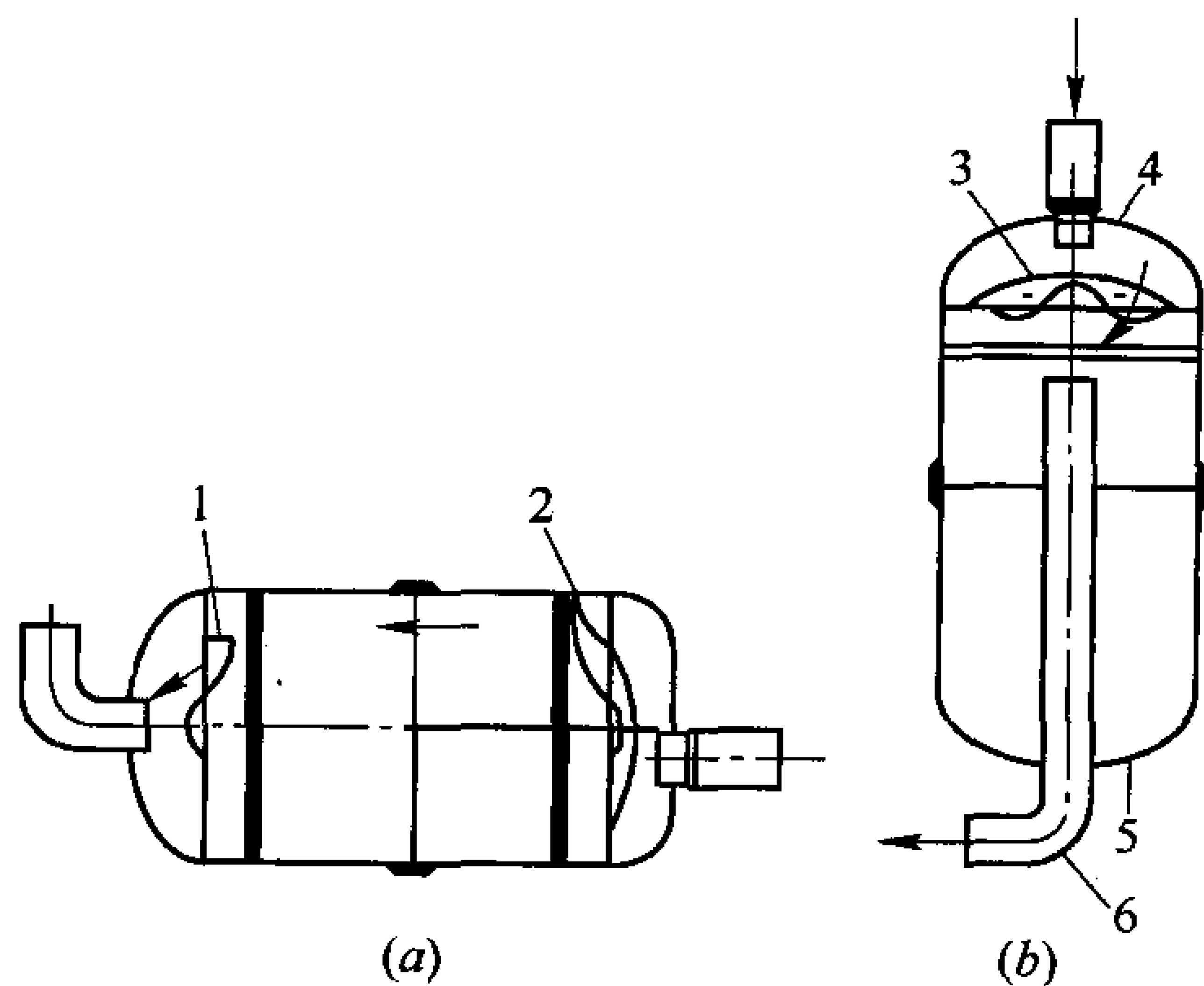


图 3-10　气液分离器的结构
(*a*)卧式结构；(*b*)立式结构
1—缺口 *A*；2—缺口 *B*；3—隔板；4—上杯状体；5—下杯状体；6—出口管

2. 滑板弹簧

压缩机运转过程中，滑板应始终紧压在滚动活塞外表面上，即沿着滑板中心线朝滚动活塞方向上始终都应保证有正力的作用，因此弹簧力应满足下式。

$$F_k > \frac{1}{2}HB_v(p_b + p_c - 2p_0) + m_v a_v \tag{3-18}$$

若 $p_b + p_c - 2p_0 \leqslant 0$ 时，为保证压缩机初始工况建立和正常工作，这时弹簧力应满足：

$$F_k > m_v a_v \tag{3-19}$$

但 F_k 也不应过大，因为弹簧的弹力过大，会造成滑板与滚动活塞接触处出现干摩擦，加大该部位的损失和磨损。

常见的滑板弹簧有柱形弹簧和直接用钢丝弯成“C”形的弹簧两种。柱形弹簧主要用于空调压缩机中，它可以单个或若干个直接压在滑板背部，也可以在滑板背部的压条两端和气缸体之间分别挂两个拉簧；“C”形弹簧主要用于冰箱压缩机中，其一端钩在气缸体上，另一端在“C”形的垂直方向伸出一段压在滑板背部。

3. 吸、排气孔口

滚动活塞压缩机吸、排气孔口的设计主要考虑：

(1) 形成的吸、排气封闭容积，余隙容积以及造成吸气回流损失要小。

(2) 气体流经孔口的阻力要小。

(3) 有足够的气阀等零部件安装位置和必需的加工空间。

图 3-11 是滚动活塞压缩机气腔容积随转角的变化情况，从图中可以看出，在滑板($\theta=0$)两侧附近的转角范围内，气腔容积随转角的变化比较缓慢，当吸、排气孔口开在滑板两侧 35°的转角范围内，即特征角 β、γ 小于 35°时，对吸气回流、余隙容积和吸、排气封闭容积的影响均不大。

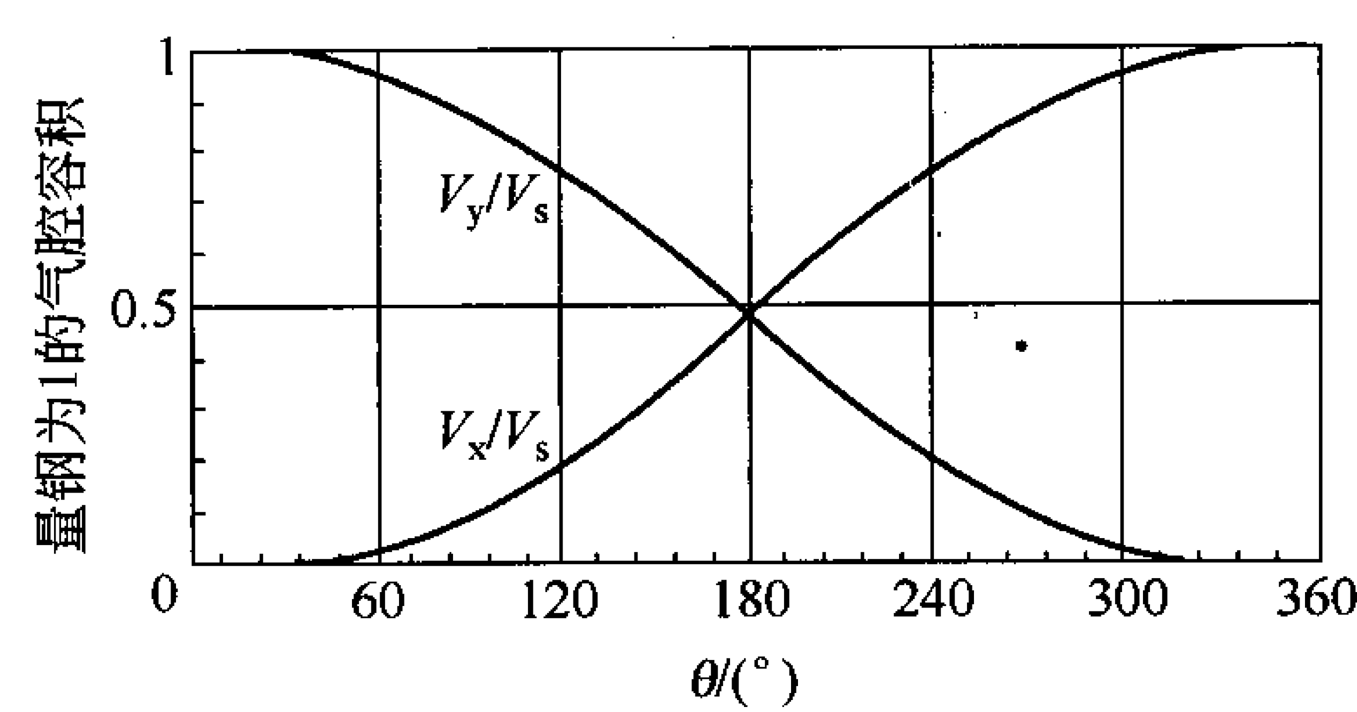


图 3-11　气腔容积随转角的变化

第四节　典型产品及其特性

一、全封闭滚动活塞压缩机

1. 房间空调器用滚动活塞压缩机

用于制冷的滚动活塞压缩机都是为特定应用场合开发的，因此其结构形式与用途密切相关。房间空调器中使用最早且最普遍的滚动活塞压缩机是单缸立式结构，即压缩机只有一组滚动活塞/气缸机构，主轴中心线垂直于水平面。这种结构在水平面上占用的面积小，受力状况较好，润滑容易实现。此机型于 1965 年初已开始在日本应用。由于其优点显著，普及速度很快，目前，包括日本、中国在内的许多国家生产的空调器及除湿机，基本全部采用此机型。

图 3-12 为房间空调器用立式单缸滚动活塞压缩机，其上部为内置电动机，下部为压缩机。压缩机部分由气缸，主、辅轴承、排气阀、消声器、偏心轮轴、滚动活塞、滑板及其背部弹簧等组成。由于无吸气阀，吸气管通过机壳直接插入气缸体上的吸气孔口中。

从蒸发器出来的气体通过气液分离器后进入气缸，在缸内受到压缩后，通过排气阀排入消声器，经过电动机周围的空间冷却电动机后，从排气管排出压缩机机壳，进入冷凝器。机壳内充满排出气体，呈高压状态。润滑油积存在机壳下部，压缩机机体部分埋于油中。这样，一方面润滑油靠机壳与工作腔内的压力差，通过滑板/槽间隙及辅轴承间隙等流到工作腔内的各润滑部位，以满足润滑与密封的需要；另一方面，偏心轮轴下端埋于机壳底部的润滑油中，偏心轮轴转动时，润滑油靠轴下端的孔和

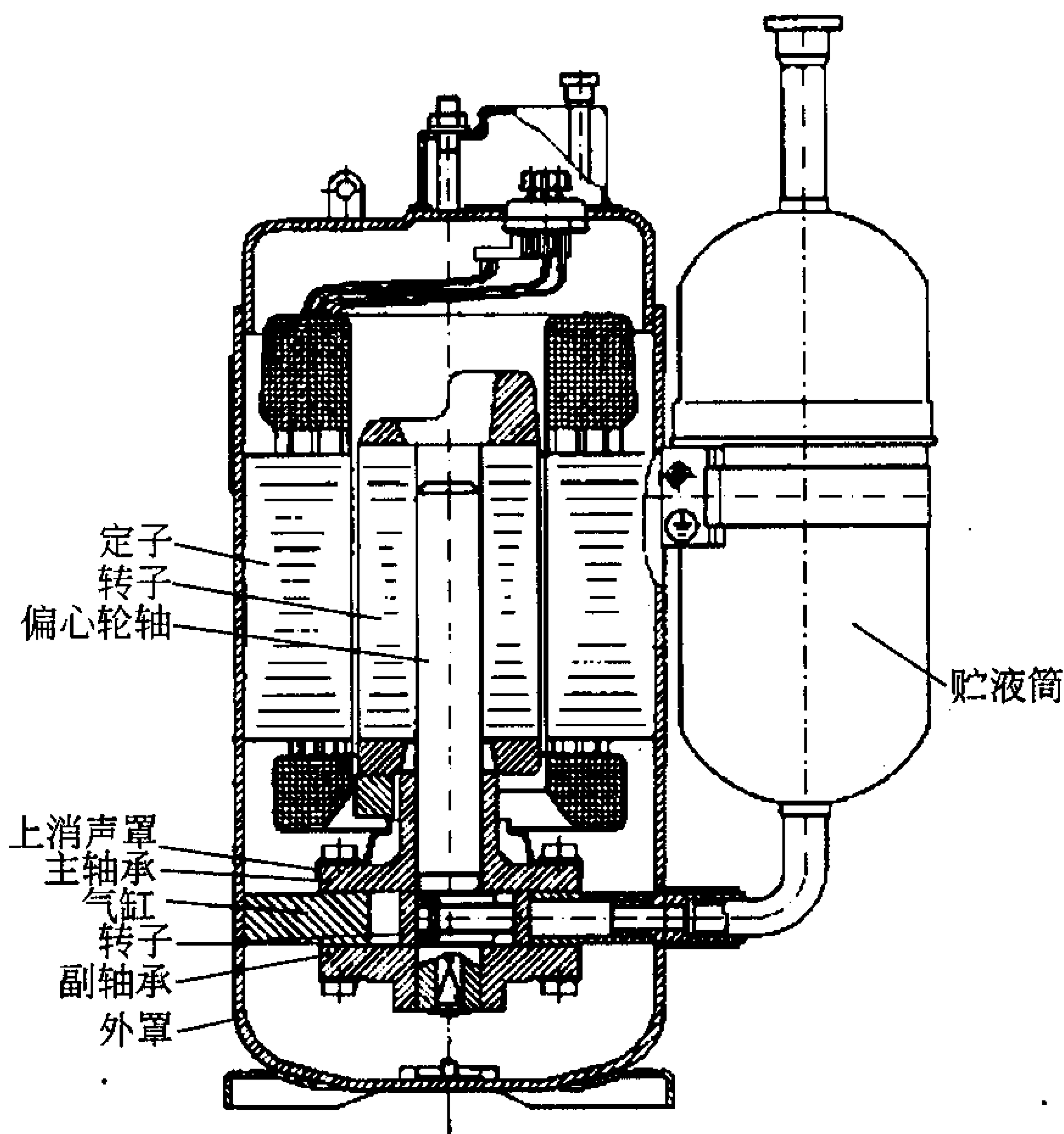


图 3-12　立式单缸滚动活塞压缩机

扭曲叶片的离心力，通过轴内部的油道流到主轴承等润滑部位。

装配时，先将压缩机部分装成一体，然后再整体安装到预先在机壳内焊好的支撑架上。或者靠气缸凸缘定位将机体压入机壳，再把气缸凸缘焊接到机壳上，最后把电动机定子压入机壳，用热套法将电动机转子装在偏心轴上，将机壳封头与机壳焊接起来。

房间空调器用滚动活塞压缩机立式结构最流行，但是这种结构由于垂直方向的尺寸较大，不适合高度较低的窗式空调器使用。为了满足这种要求，20 世纪 80 年代中后期日本研制出一种新型的卧式滚动活塞压缩机，如图 3-13 所示。与传统的立式结构相比，这种新型卧式结构进行两方面的改进：(1)泵油系统。由于传统的立式机器卧置时润滑油池底部距主轴中心线的距离较大，故立式结构的润滑方式不能直接用于卧式。这种新型结构利用滑板的往复运动，改变其背部空腔容积的大小来实现供油。滑板背部空腔与油池和润滑部位都有油路相通，油路上都装有止回阀，滑板向工作腔内运动时空腔容积增大，将油池中的油吸入，当滑板被转子推出工作腔时，滑板将空腔内的油挤出送到润滑部位。(2)排气的气路系统。如果排气流动路线设计成与立式结构相同，会造成排气管下部机壳空腔中的油位在电动机前后压力差的作用下逐渐升高，致使电动机转子旋转时溅起大量润滑油，被排气带入换热器中，另一方面又使压缩机下部机壳空腔中的油位降低，恶化了运动部位的润滑状况。这种新型结构设计既能稳定油位又能很好冷却电动机的排气管路，机壳被隔板分为油泵腔 A 和电动机腔 B。压缩后的制冷剂气体输送至 B 腔以冷却电动机，然后经主轴中心上的气孔流到 A 腔，这样气流在 A 腔与 B 腔之间建立了压力差，使 A 腔的油位升高。

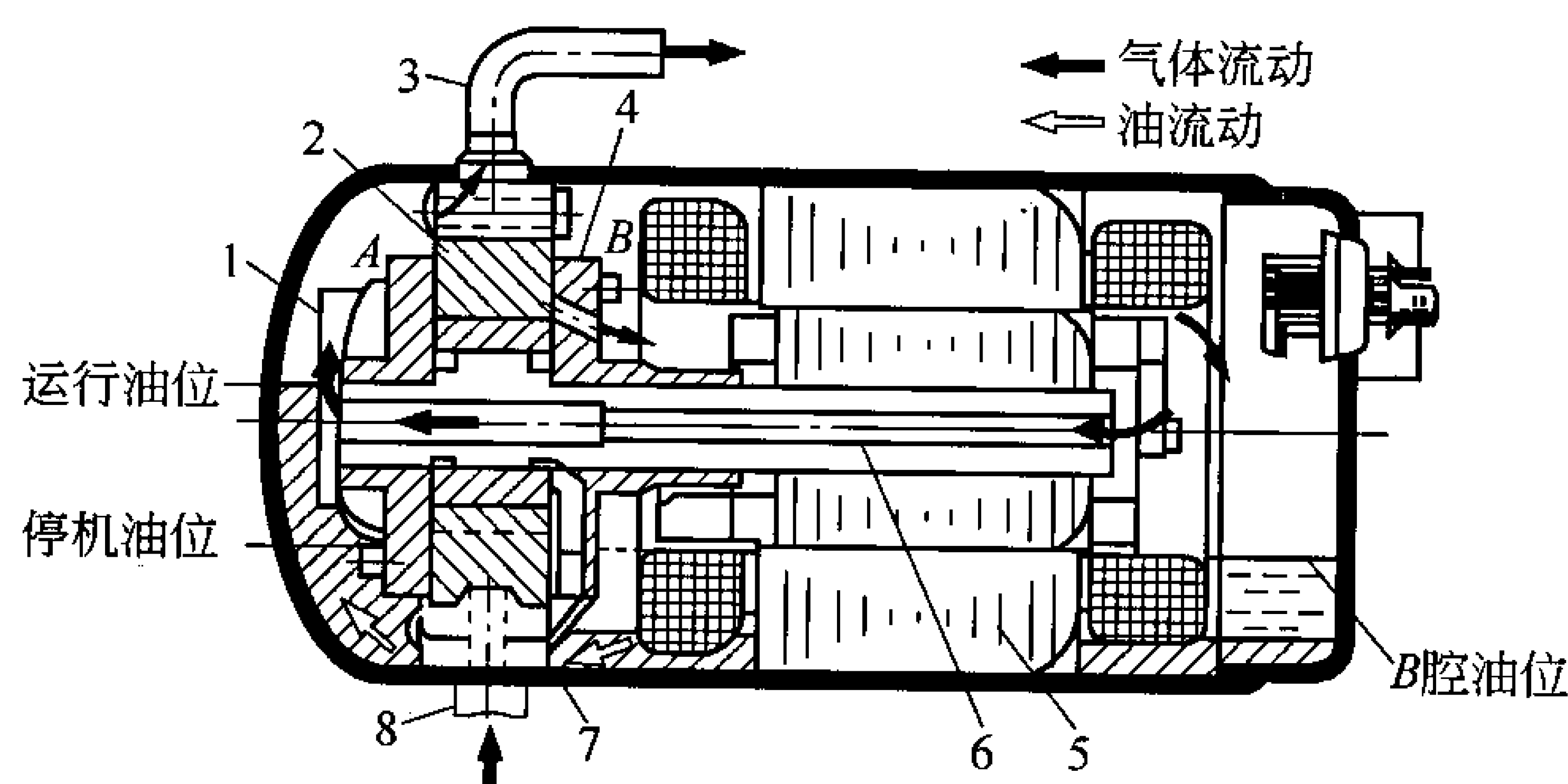


图 3-13 窗式空调用卧式滚动活塞压缩机

1—进气管；2—停机油位；3—运行油位；4—排气盖；5—A 腔；6—排气管；7—B 腔；8—隔板

经过以上改进和仔细设计，这种新型卧式滚动活塞压缩机的高度只是相同容量立式机器的 1/2 左右，实际运转表明，其可靠性很高。

2. 单元式空调机用滚动活塞压缩机

滚动活塞压缩机拓宽应用之一，是向以单元式空调机为代表的大型领域发展。传统的单缸滚动活塞压缩机如果输出功率增大，则压缩载荷变化所引起的振动加剧。例如，3677W(5 马力)的单缸机，振动较大，安装在空调机组上时，尽管防振和管路设计方面都采取了必要的措施，但是使用仍很困难。因此，滚动活塞压缩机实现大型化的关键在于降低振动。解决这一问题的措施：一是采用多气缸，以分散压缩载荷并使得转矩变化平缓；

二是增加回转体的质量，以增大惯性力矩。前者更具有实用价值。

双缸滚动活塞压缩机两缸的偏心部件采用错开 180°对置，使其转矩变化幅度小于往复式，振动低于全封闭往复压缩机。这种振动级完全能够达到实用要求，因此双缸机是滚动活塞压缩机在大型应用领域中的代表机型，作为实际产品，已经应用到 2942～4413W（4～6 马力）的单元式空调机上。

下面具体说明双缸滚动活塞压缩机的结构。图 3-14 是立式双缸变频滚动活塞压缩机的截面图。压缩机的机体部分由第一、第二气缸、上、下轴承、中间隔板、排气消声器、主轴、滚动活塞、滑板及其背部弹簧等组成。主轴的两个偏心拐呈 180°对称配置，安装在偏心拐上的滚动活塞，以相对转角互成 180°的相位差进行运动。

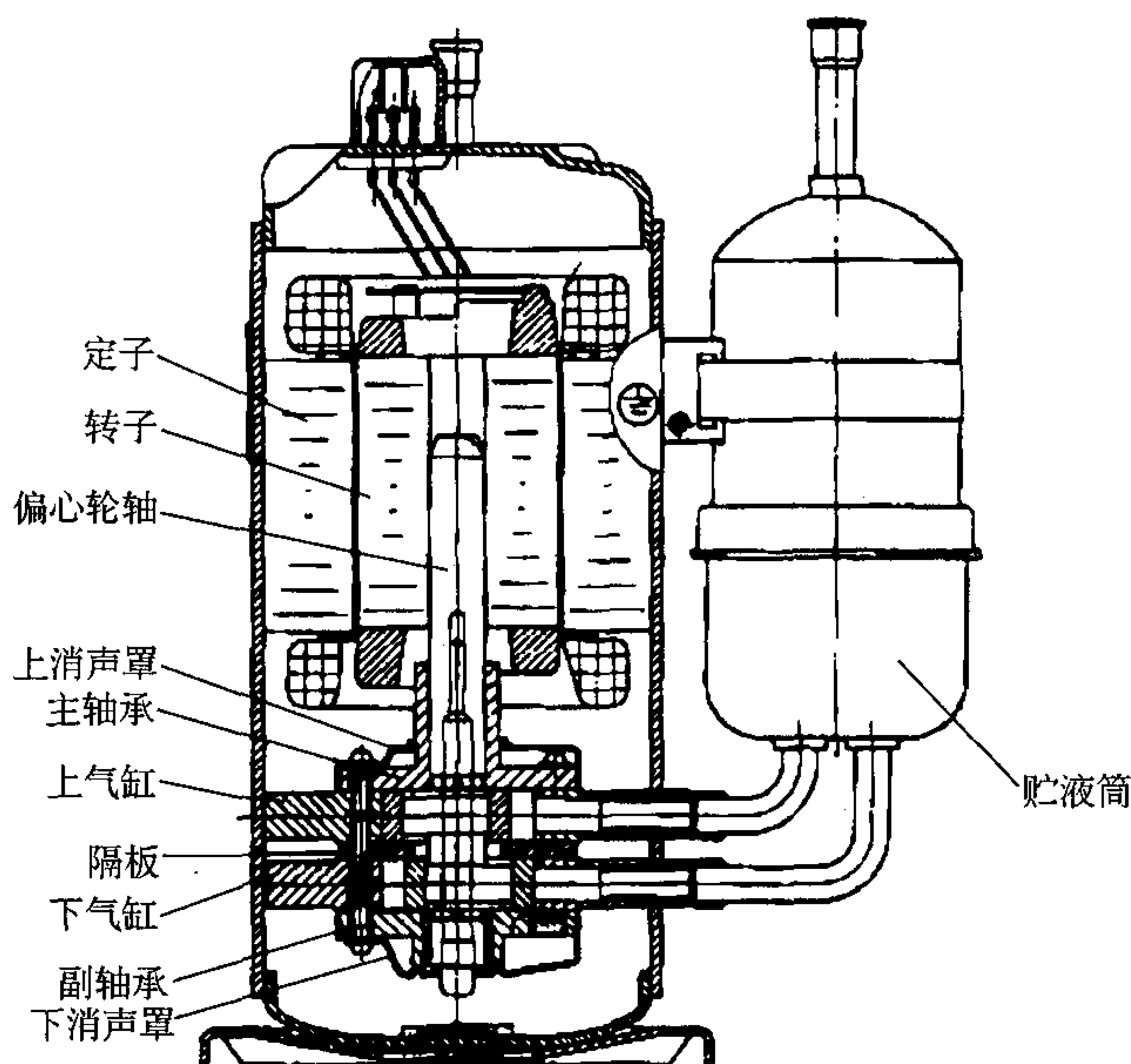


图 3-14　双缸滚动活塞压缩机

压缩机工作时，制冷剂蒸气从蒸发器进入上、下气缸上的吸气管，在各个气缸内压缩后，汇流于排气消声器，经过电动机周围的空间，从排气管排到压缩机外。因此，压缩机封闭壳体内部呈高压状态。

润滑油由设置在主轴下部的吸油器（作用相当于离心泵）吸上来，润滑各个滑动部位，然后流回壳体底部。滚动活塞内表面的润滑油，有一部分流到滚动活塞端面和轴承端面之间，以形成气缸室的密封（滚动活塞和轴承的端面密封）。流入气缸内的润滑油，一部分留在气缸内，以形成压缩腔的密封（气缸和滚动活塞间的密封）；还有一部分则随同排出气体从排气阀排出，通过电动机上下空间与气体分离，并流回到机壳底部。有极少一部分油未与气体分离而直接排到压缩机外，排出的油随吸入气体进入气缸，供压缩腔密封使用。

装配时，先将上气缸和电动机定子热套在外壳上，并将气缸和外壳用定位填孔焊固定，然后用热套法将电动机转子固定到轴上。

为了调节方便，在上气缸上装有制冷量调节阀，即在气缸的压缩过程中，使气体向吸气侧旁通，即可形成相对于总负荷 15％的制冷量和输入功率的减负荷运行。

双缸滚动活塞压缩机的两个气缸通过中间隔板隔开，机体与壳体间的 3 种典型固定形

式如表 3-6 所示。实际使用的双缸机多采用结构 3，因为结构 3 轴的变形和轴承间距都小，有利于提高压缩机的性能和可靠性，便于批量生产。

双缸机机体与壳体的固定形式 表 3-6

	结构 1 主框架固定	结构 2 中间隔板固定	结构 3 气缸体固定
构　造			
特　点	1. 气缸不易变形 2. 消声器结构复杂 3. 总高度略有增加	1. 气缸不易变形 2. 轴承间距大，轴的刚度降低 3. 总高度增加	1. 轴承间距小，整体结构紧凑 2. 气缸容易变形

双缸滚动活塞压缩机正在逐步小型化，以适应带变频器压缩机在宽广转速范围内具有高效率、低噪声和低振动的要求，用于房间空调器。

3. 制冷用滚动活塞压缩机

滚动活塞压缩机拓宽应用的另一领域就是向过去一向采用往复压缩机、以电冰箱为代表的小型低温领域发展。20 世纪 80 年代初，成功开发出的卧式全封闭滚动活塞压缩机为这一领域的代表机型。卧式结构的高度较低，采用卧式机后，可以增加电冰箱的有效贮藏容积，同时运转噪声也降低到十分满意的程度。自 1980 年装有卧式全封闭滚动活塞压缩机的电冰箱在日本投放市场以来，滚动活塞压缩机已发展成为冰箱压缩机的主要机型之一。

卧式全封闭滚动活塞压缩机如图 3-15 所示，其结构和工作原理都与立式相同。这种结

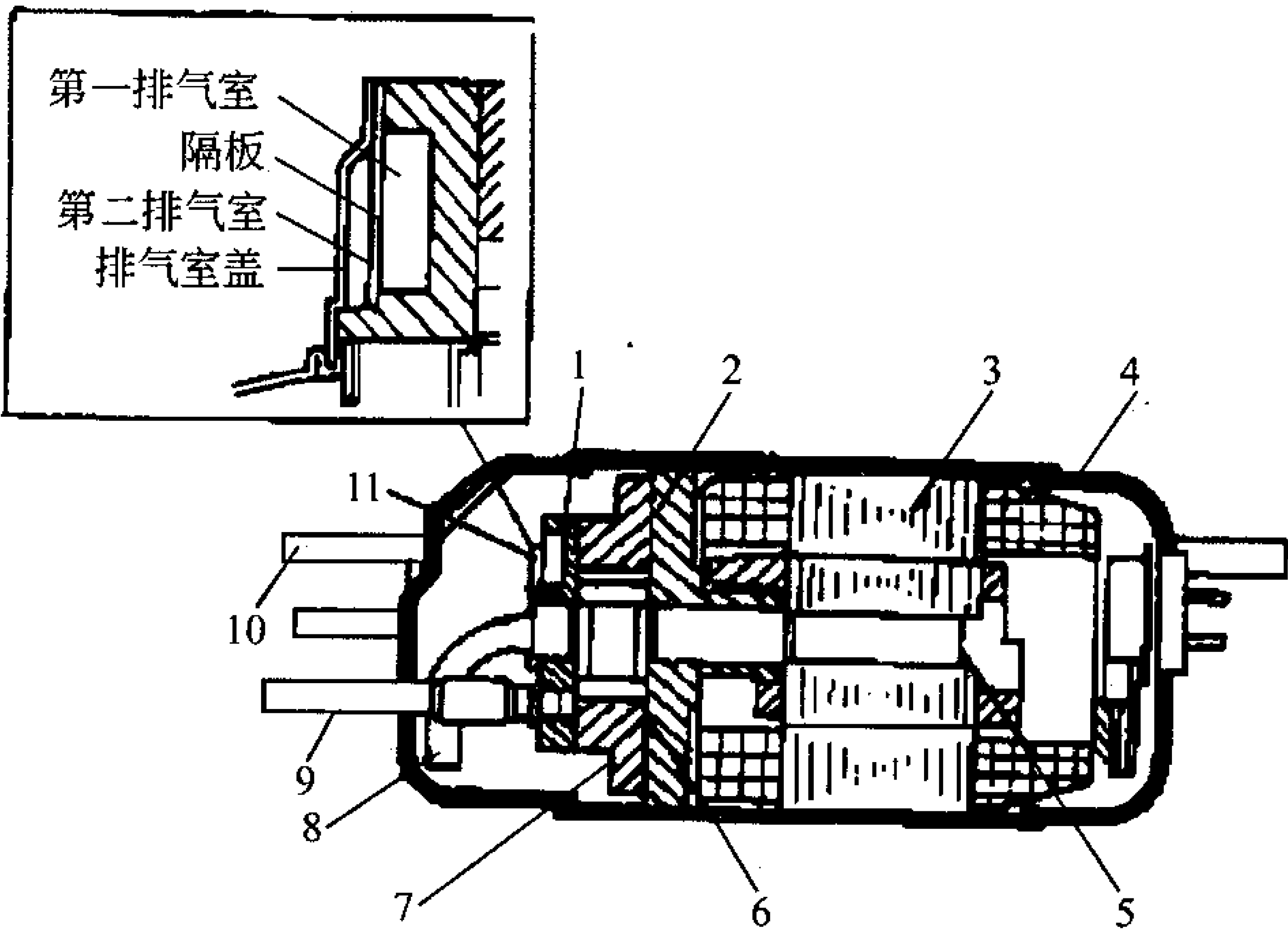


图 3-15 电冰箱用卧式滚动活塞压缩机

1—气缸盖；2—轴承；3—电动机；4—机壳；5—偏心轮轴；6—滚动活塞；7—气缸；8—油泵；9—吸气管；10—排气管；11—排气室盖

构主要用于电冰箱。与立式结构相比，其最大特点在于供油机构。冰箱用卧式滚动活塞压缩机多采用离心供油机构，润滑油通过轴端的弯曲延伸吸油管，在离心力的作用下达到各个润滑部位。与立式结构类似，卧式滚动活塞压缩机也是直接安装在机壳上，压缩机部分通过主轴承或气缸体固定在机壳上。与立式结构不同的是，卧式结构多采用主轴承固定，因为在卧式压缩机中，装在偏心轮轴上零件的重量，即为作用在轴上的横向载荷，采用主轴承固定，可使电动机转子重心与支撑间的距离最短。另外，排气室被隔板分为两部分，旨在降低排气产生的噪声。

二、开启式滚动活塞压缩机

开启式结构既具有维修方便、吸气过热损失小及可在无电力供应的场合应用等优点，又具有尺寸大、重量大、容易泄漏及噪声大等严重缺点，因此其应用受到很大限制。开启式滚动活塞压缩机目前只在少数中型制冷系统和一些特殊场合(如汽车空调)使用。开启式滚动活塞压缩机多采用卧式结构。

汽车空调系统一般都是非独立机组，其运转动力直接取自汽车发动机，因此汽车空调压缩机只能采用开启式结构，通过传动装置直接由发动机驱动，压缩机运行与否由装在压缩机主轴与传动装置间的离合器控制。汽车空调用滚动活塞压缩机有单缸、双缸和双缸变容量 3 种结构。

图 3-16 所示是汽车空调用单缸滚动活塞压缩机。电磁离合器的衔铁用半圆键连接到装有滚动活塞的偏心轮轴上，功率通过电磁离合器的带轮输入到压缩机。离合器线圈通电时，带轮的外端面吸合衔铁，压缩机工作；反之带轮空转。偏心轮轴由设置在气缸端盖上的两个滚针轴承支撑，平衡重加在偏心轮轴的端面上，排气阀装在排气孔上方，滑板靠 3 个弹簧压在滚动活塞上。润滑油贮存于机壳的底部，在离合器侧的壳体上有给油孔，利用高压气体的压力将润滑油送到主轴承及滚动活塞内侧、主轴承座、轴封等处。

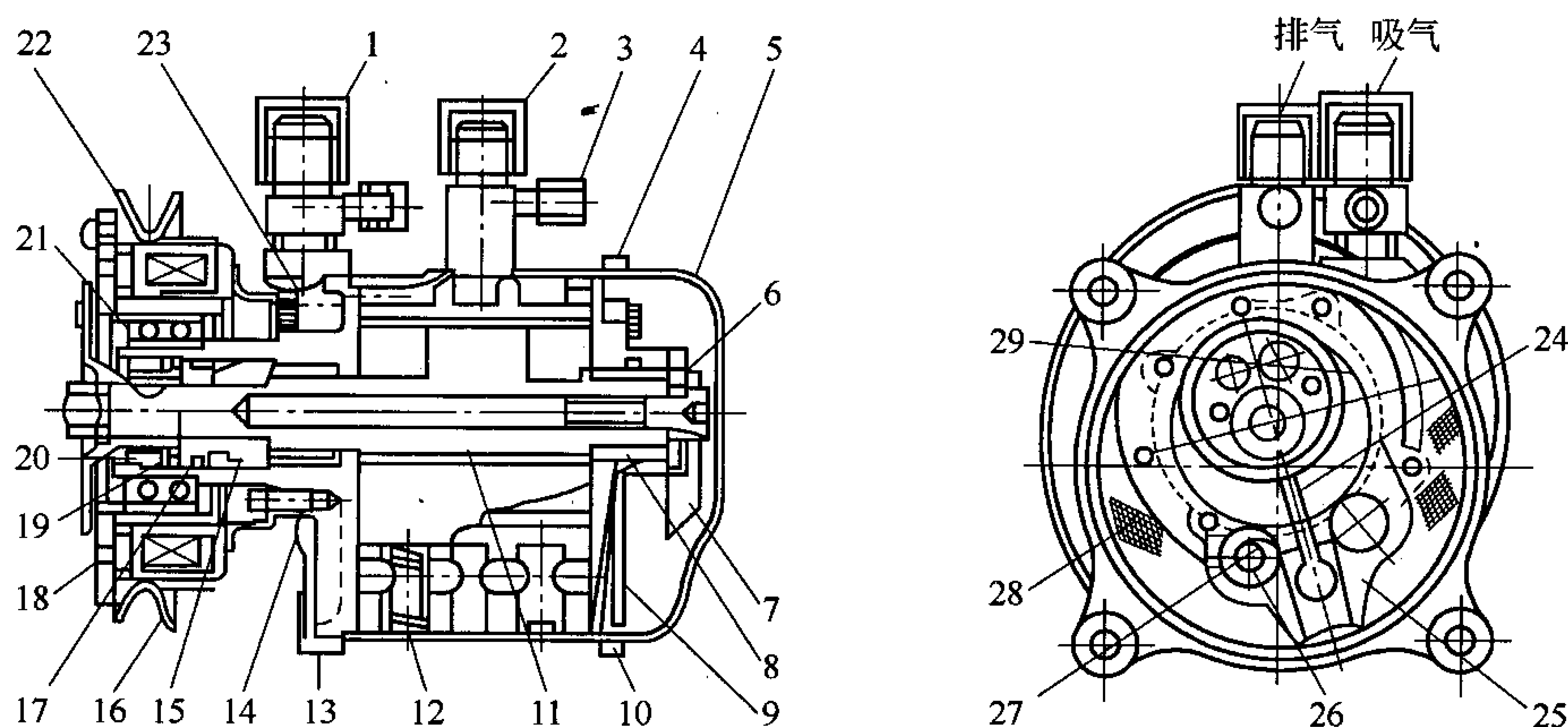


图 3-16　汽车空调用单缸滚动活塞压缩机

1—进气接头；2—排气接头；3—接头；4—机脚；5—机壳；6—轴向止动螺钉；7—平衡块；8—后滚针轴承；9—后端盖；10—吸油孔；11—偏心轮轴；12—滑板弹簧；13—前端盖；14—前滚针轴承；15—轴封；16—带轮；17—O 形环；18—离合器衔铁；19—弹簧卡圈；20—油封；21—弹簧卡圈；22—离合器线圈；23—止推密封；24—滑板；25—气缸；26—排气阀；27—排气阀；28—防雾装置；29—滚动活塞

排气阀采用圆柱形阀，如图3-16所示。在相同的条件下，圆柱形阀比平板形阀优越，气缸的刚性好、结构紧凑、体积减小。

双缸汽车空调用滚动活塞压缩机的运动机构与立式双缸机相同，其构造类似于单缸汽车空调用滚动活塞压缩机。

压缩机的容量调节有利于节能，汽车空调用滚动活塞压缩机是通过堵塞吸气孔口进行吸气节流，达到容量调节的目的。图3-17为双缸容量调节型滚动活塞压缩机，串联在同一偏心轮轴上的两个气缸。其中一个气缸的容量是固定不变的，对应于基本空调负荷；另一个气缸的吸气孔口下部，装有由卸载弹簧和卸载阀门组成的容量调节机构，卸载阀体一端作用吸气压力和弹簧力，另一端作用排气压力，阀体的位置由其感受到的压力来决定，从而实现了吸气节流和改变压缩机容量的目的。

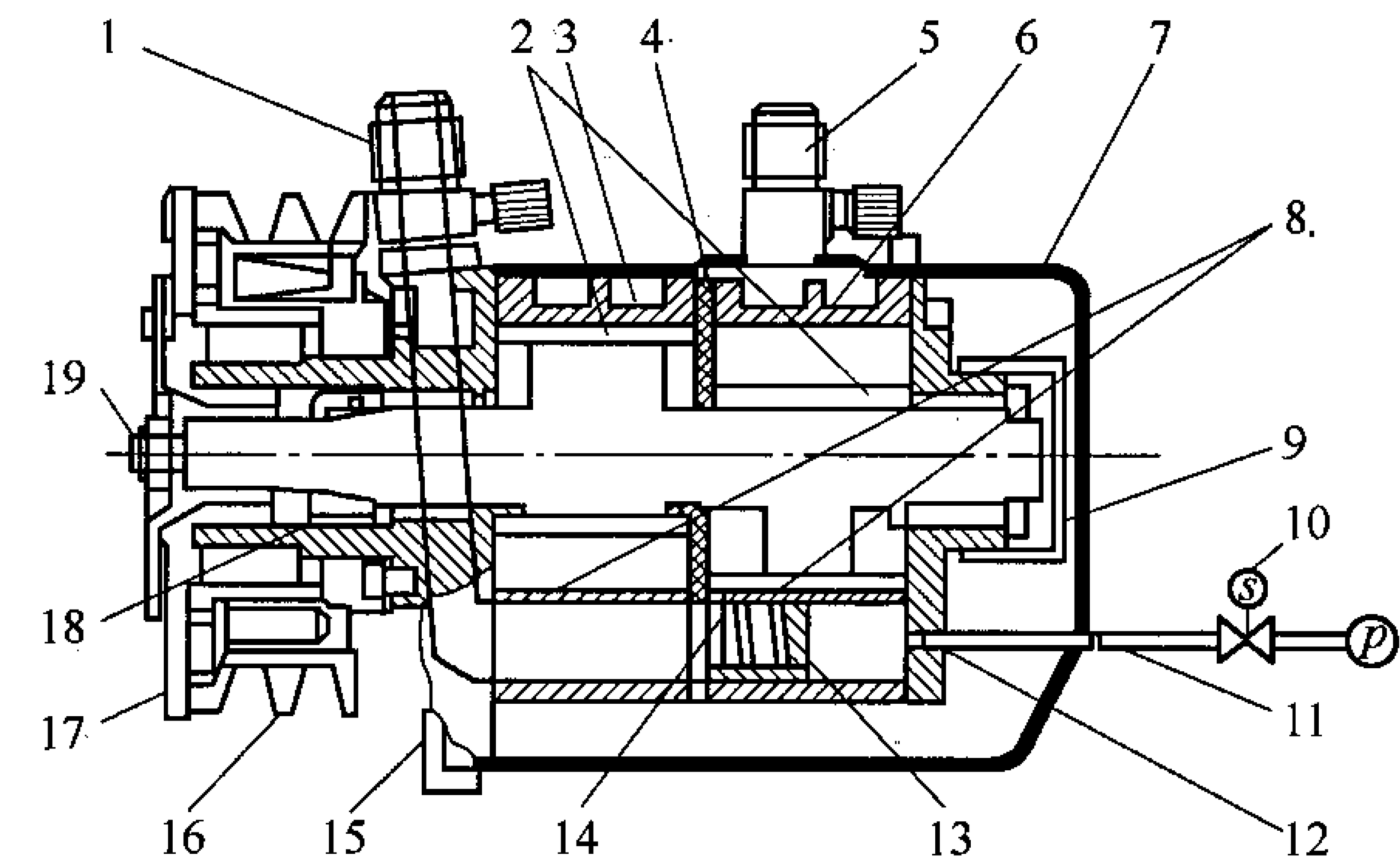


图3-17 双缸容量调节型滚动活塞压缩机

1—吸气口；2—滚动活塞；3—前气缸；4—隔板；5—排气口；6—后气缸；7—机壳；8—吸气孔；9—油挡板；10—控制阀；11—连接管；12—缸盖；13—卸载阀；14—卸载弹簧；15—前端盖；16—带轮；17—离合器；18—轴封；19—偏心轮轴

第四章　涡旋压缩机

第一节　工作原理及其特点

涡旋压缩机是20世纪80年代才发展起来的一种新型容积型压缩机，其机理最早由法国人寇克斯(Leon Creux)提出并于1905年在美国取得专利，由于涡旋体加工困难、轴向力不能稳定平衡、防自转机构不灵活、轴向和径向密封机构不完善等原因，在当时没有得以实用化。直至20世纪70年代美国才研制出一台氦气涡旋压缩机用于潜水艇推进实验系统上，后来日本三电公司购买该专利，于1982年生产出汽车空调用涡旋压缩机。当前它已经成为功率在1～15kW范围内甚受青睐的制冷压缩机，并逐步向大容量机型拓展。

一、基本构成和工作原理

涡旋压缩机的结构如图4-1所示。它由运动涡旋盘(动盘)、固定涡旋盘(静盘)、机体防自转环、偏心轴等零部件组成。动盘1和静盘2的涡线呈渐开线形状，安装时使两者中心线距离一个回转半径e，相位差180°。这样，两盘啮合时，与端板配合形成一系列月牙形柱体工作容积。静盘2固定在机体3上，涡线外侧设有吸气室，端板中心设有排气孔。动盘1由一个偏心轴5带动，使之绕静盘的轴线摆动。为了防止动盘的自转，结构中设置了防自转环4。该环的上下端面上具有两对相互垂直的键状突肋，分别嵌入动盘的背部键槽内。制冷剂蒸气由涡旋体的外边缘吸入到月牙形工作容积中，随着动盘的摆动，工作容积逐渐向中心移动，容积逐渐缩小，使气体受到压缩，最后由静盘中心部位的排气孔轴向排出。

涡旋压缩机的工作过程如图4-2所示。当动盘位置处于0°(图4-2(a))，涡旋体的啮合线在左右两侧，由啮合线组成了封闭空间，此时完成了吸气过程；当动盘顺时针方向公转90°时，密封啮合线也移动90°，处于上下位置，如图4-2(b)所示，封闭空间的气体被压缩，与此同时，涡旋体的外侧进行吸气过程，内侧进行排气过程；当动盘公转180°时(图4-2((c))，涡旋体的外、中、内侧分别继续进行吸气、压缩、排气过程；动盘继续公转至270°时(图4-2(d))，内侧排气过程结束，中间部分的气体压缩过程也结束，外侧吸气过程仍在继续进行；当动盘转至原来如图4-2(a)所示位置时，外侧吸气过程结束，内侧排气过程仍在进行。如此反复循环。由以上分析可以看出，涡旋压缩机的工作过程仅有进气、压缩、排气三个过程，而且是在主轴旋转一周内同时进行的，外侧空间与吸气口相通，始终处于吸气过程，内侧空间与排气口相通，始终处于排气过程，而上述两个空间之间的月牙形封闭空间内，则一直处于压缩过程。因而可以认为吸气和排气过程都是连续的。

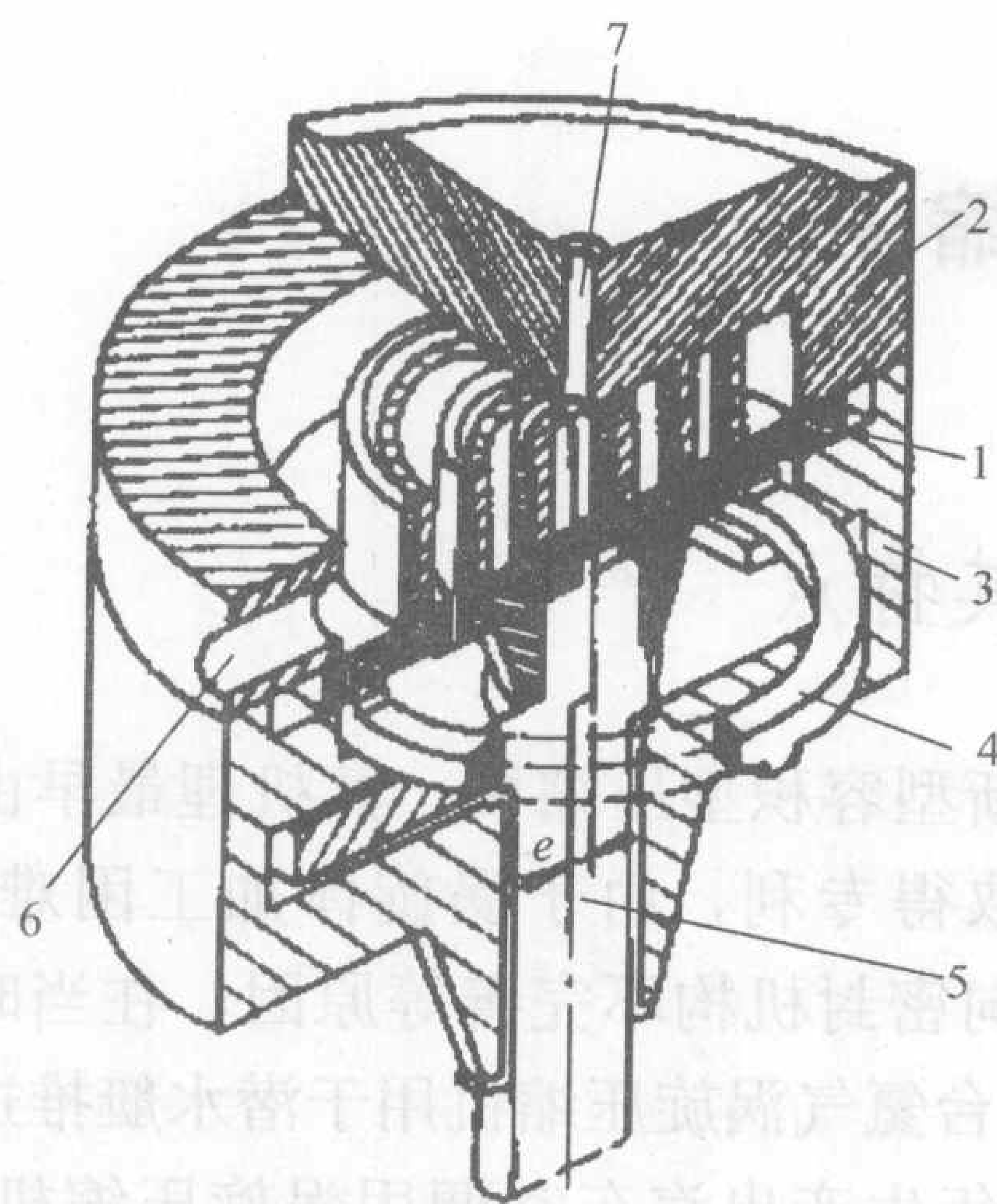


图 4-1　涡旋压缩机的结构

1—动盘；2—静盘；3—机体；4—防自转环；
5—偏心轴；6—进气口；7—排气口

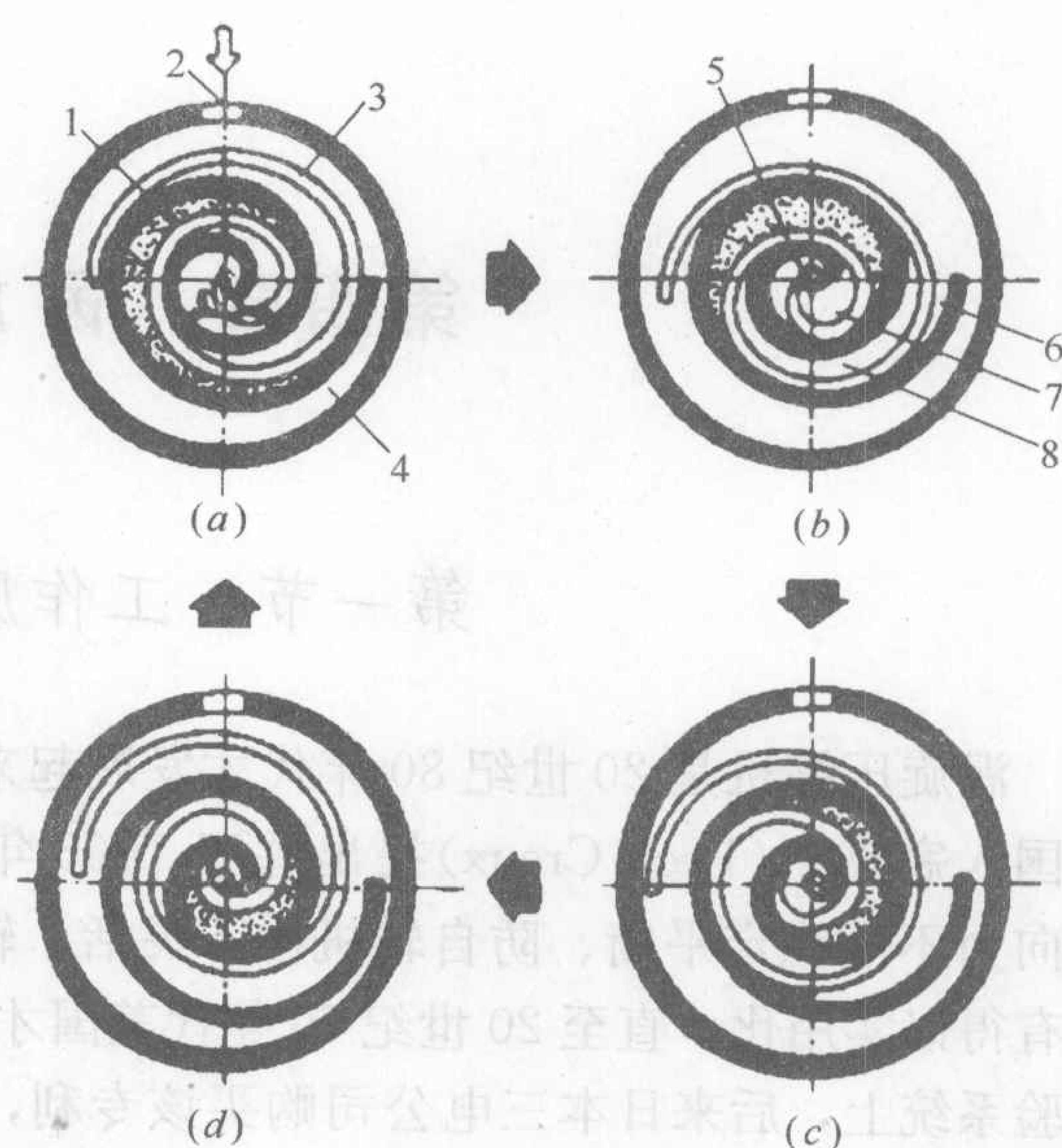


图 4-2　涡旋压缩机的工作过程

(a)转角 0°；(b)转角 90°；(c)转角 180°；(d)转角 270°
1—压缩室；2—进气口；3—动盘；4—静盘；5—排气口；
6—吸气室；7—排气室；8—压缩室

二、特点

(1) 效率高　涡旋式压缩机的吸气、压缩、排气过程连续单向进行，因而吸入气体的有害过热小；相邻工作腔间的压差小，气体泄漏少；没有余隙容积中气体向吸气腔的膨胀过程，容积效率就高，通常高达 95%以上；动涡旋体上的所有点均以几毫米的回转半径做同步转动，所以运动速度低，摩擦损失小；没有吸气阀，也可以不设置排气阀，所以气流的流动损失小。涡旋式压缩机的效率比往复式约高 10%。

(2) 力矩变化小、振动小、噪声低　涡旋式压缩机的压缩过程较慢，因一对涡旋体中几个月牙形空间可同时进行压缩过程，故使曲轴转矩变化小，涡旋式转矩仅为滚动转子式和往复式的 1/10，压缩机运转平稳；又因为涡旋式压缩机吸气、压缩、排气是连续进行的，所以进排气的压力脉动很小，于是振动和噪声都小。

(3) 结构简单、体积小、质量轻、可靠性高　涡旋式压缩机构成压缩室的零件数目与滚动转子式以及往复式的零件数目之比为 1∶3∶7，所以涡旋式的体积比往复式小 40%，质量轻 15%；又由于没有吸气阀和排气阀，易损零件少，加之有轴向、径向间隙可调的柔性机构，能避免液击造成的损失及破坏，故涡旋式压缩机的运行可靠性高。因此，涡旋式压缩机即使在高转速下运行也保持高效率和高可靠性，其最高转速可达 13000r/min。

尽管涡旋式压缩机的优点多，但是需要高精度的加工设备和精确的装配技术，限制了它的普遍制造和应用，目前还仅限于功率在 1～15kW 的空调器中应用。

第二节　涡旋体型线与工作容积

一、涡旋体型线

涡旋体型线通常采用圆的渐开线。

1. 圆的渐开线方程

图 4-3 示出圆的渐开线。直线 L 沿某圆周作纯滚动时，直线上任一点 A 的轨迹 AK，被称为圆的渐开线，称该圆为基圆，直线是发生线，r 为基圆半径，β 为渐开线展角，ϕ 为渐开角，α 为渐开线初始角，渐开线方程为：

$$\begin{aligned} x&=r[\cos(\phi+\alpha)+\phi\sin(\phi+\alpha)] \\ y&=x[\sin(\phi+\alpha)-\phi\cos(\phi+\alpha)] \end{aligned} \tag{4-1}$$

2. 涡旋体的渐开线方程

由于涡旋体应有一定的壁厚，涡旋内外壁是由不同初始角 $+\alpha$ 和 $-\alpha$ 的渐开线构成，如图 4-4 所示。根据式(4-1)可写出涡旋体内外壁渐开线方程。

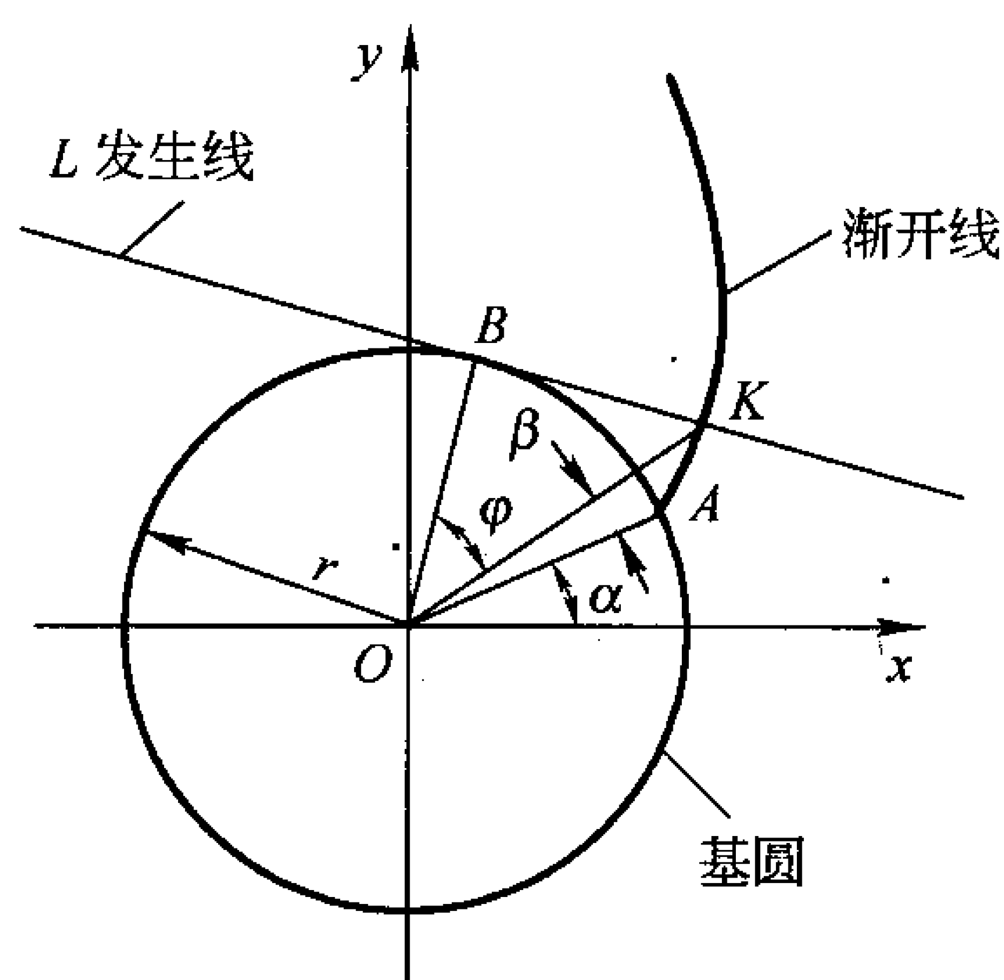


图 4-3　圆的渐开线

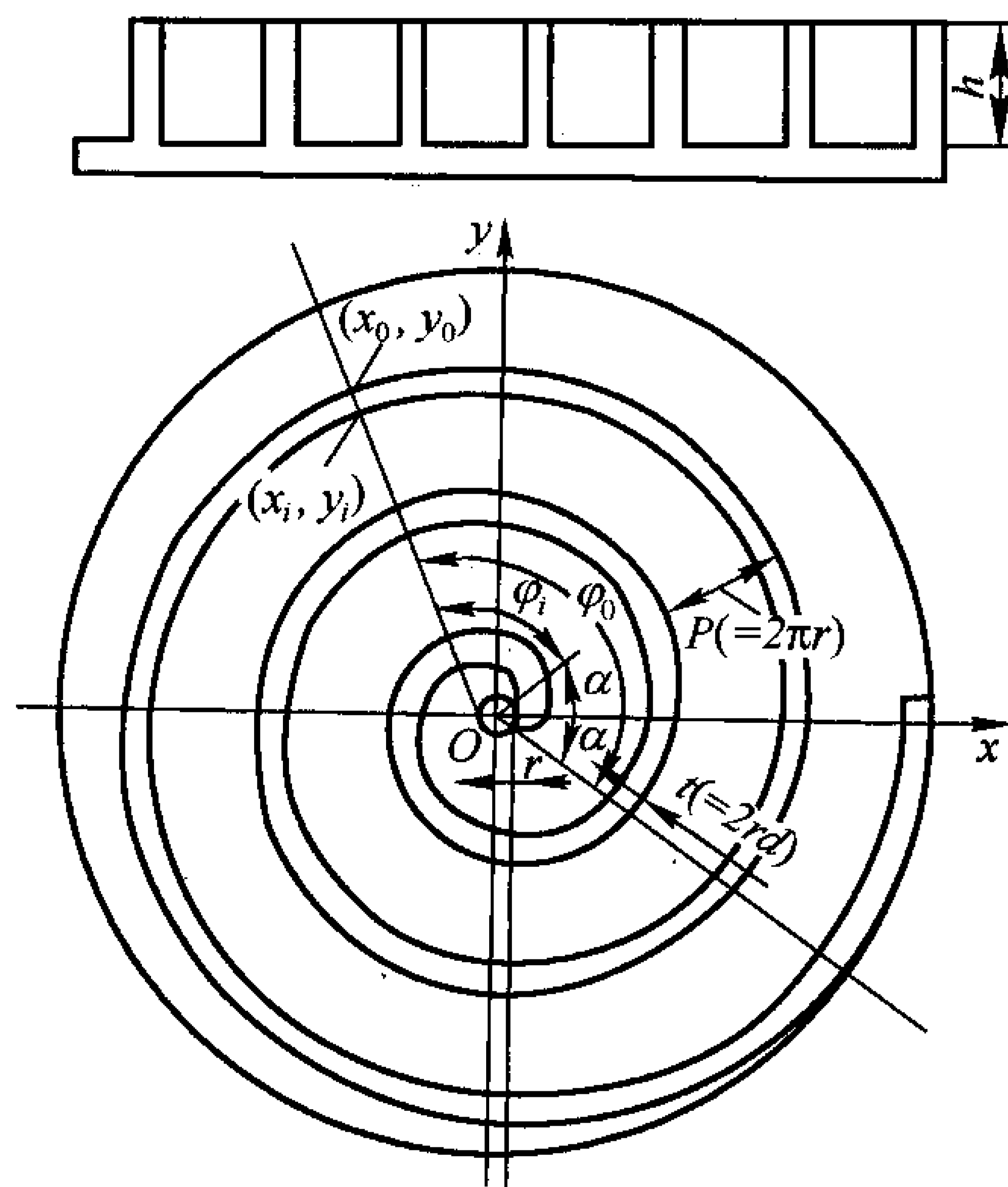


图 4-4　涡旋体的内外渐开线

内壁渐开线方程为：

$$\begin{aligned} x_i&=r[\cos(\phi_i+\alpha)+\phi_i\sin(\phi_i+\alpha)] \\ y_i&=r[\sin(\phi_i+\alpha)-\phi_i\cos(\phi_i+\alpha)] \end{aligned} \tag{4-2}$$

外壁渐开线方程为：

$$\begin{aligned} x_0&=r[\cos(\phi_0-\alpha)+\phi_0\sin(\phi_0-\alpha)] \\ y_0&=r[\sin(\phi_0-\alpha)-\phi_0\cos(\phi_0-\alpha)] \end{aligned} \tag{4-3}$$

3. 涡旋参数

涡旋压缩机涡旋体的主要参数可归纳有：

基圆半径 r；

渐开线起始角 α；

涡旋体壁厚 $t=2r\alpha$；

涡旋体节距 $P=2\pi r$；

涡旋体高 h；

压缩腔室对数 N；

涡旋圈数 $m=N+1/4$。

二、工作容积

当涡旋转子与涡旋定子的最外圈闭合时，一对涡旋体内的容积即为行程容积 $V_s(m^3)$。

$$V_s=2\pi P_h H(P_h-2t)(2N-1-\theta'/\pi) \tag{4-4}$$

式中 H——涡旋体高度，m；

t——涡旋体壁厚，m；

P_h——涡旋节距，$P_h=2\pi r$，m；

r——基圆半径，m；

N——涡旋转子和定子所形成的小室数；

θ'——形成最外圈小室时的回转角，rad。

三、容积效率及等熵效率

涡旋压缩机由于采用了超精加工工艺及柔性的密封结构，又由于涡旋压缩机不存在余隙容积，因此在较大压力比范围内都具有较高的容积效率。图 4-5 为涡旋压缩机与活塞压缩机在压力比为 2～8 范围内的比较。由图可见，涡旋压缩机具有较高的容积效率。一般压力比在 3.5～5.5 的范围内，其容积效率要比活塞式高 20%～24%。

涡旋压缩机由于吸气、压缩过程缓慢，气体的流动损失较小，因此具有比活塞式压缩机较高的等熵效率(图 4-6)。

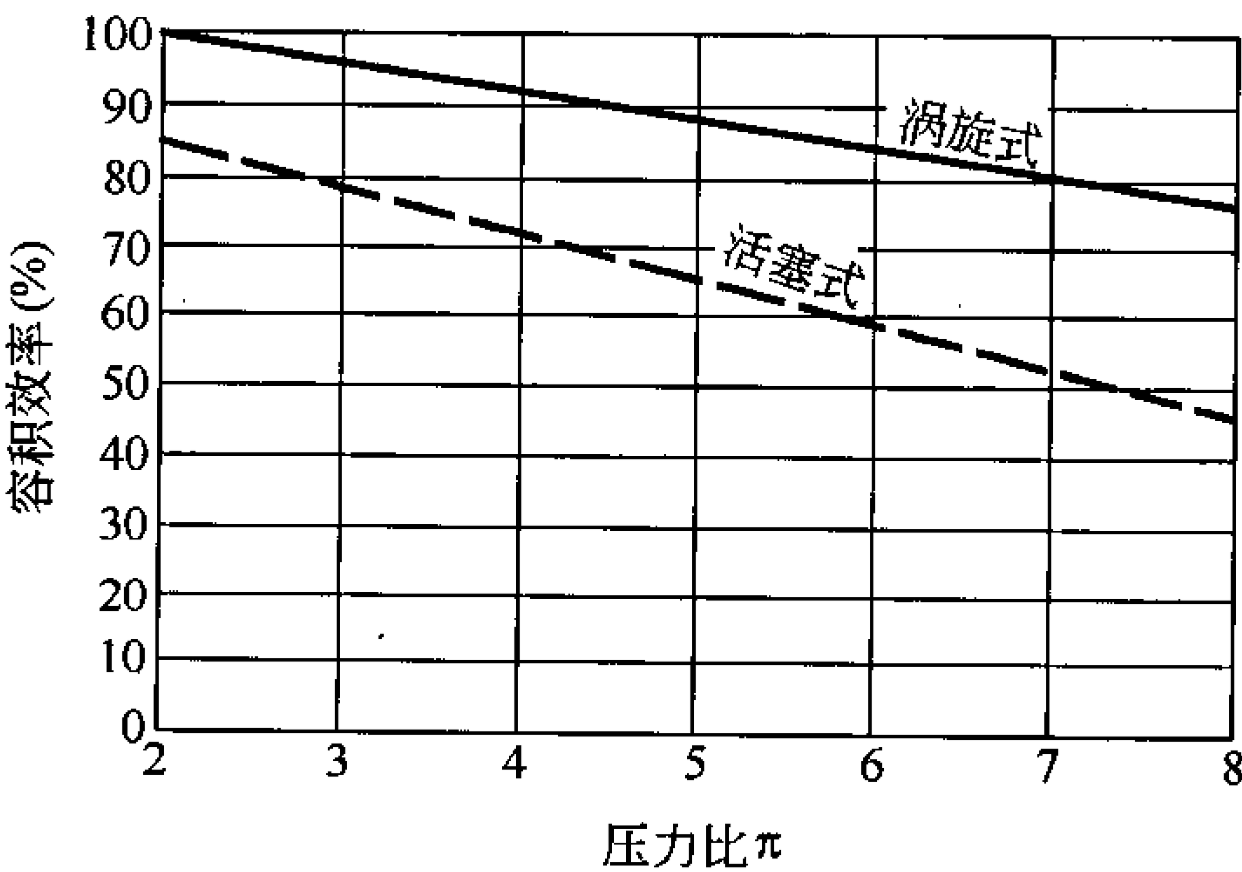


图 4-5 容积效率与压力比之间的关系(R22)
(冷凝温度 50℃)

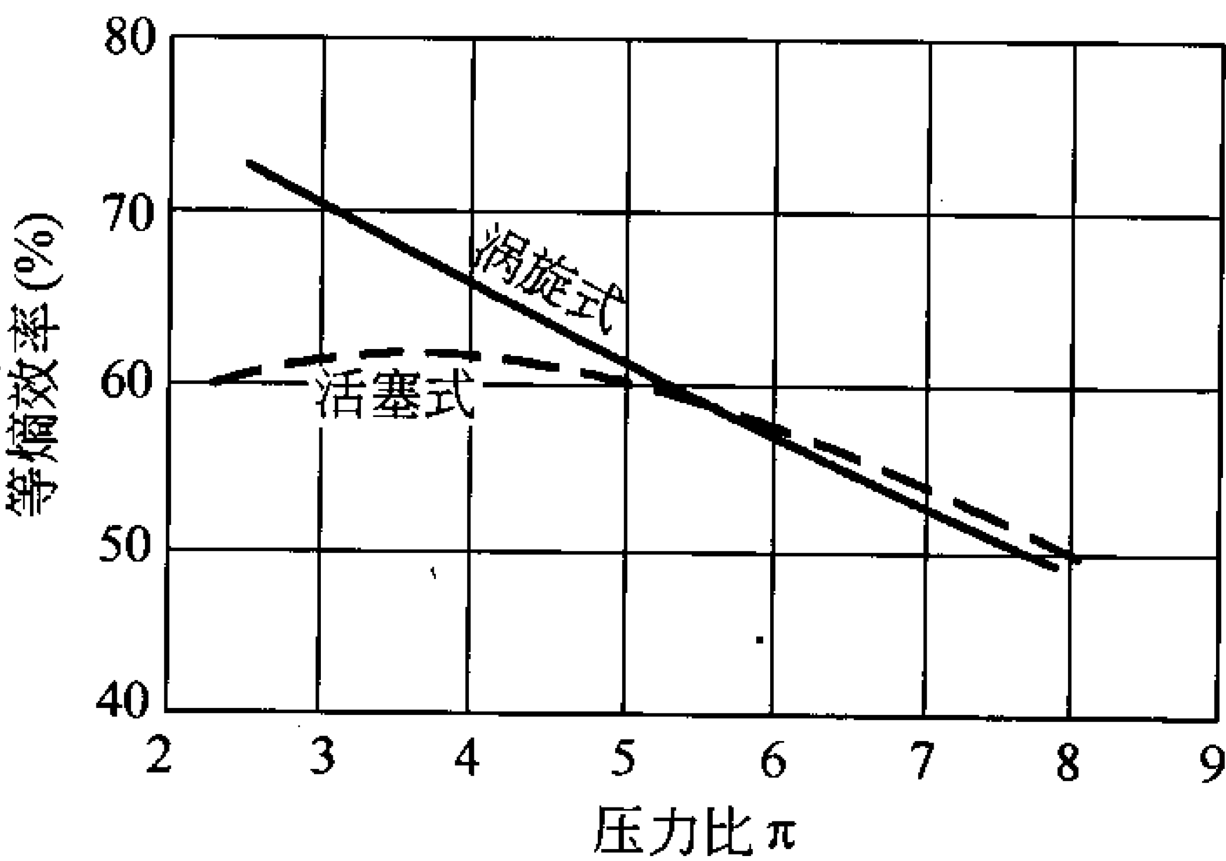


图 4-6 等熵效率与压力比之间的关系
(冷凝温度 50℃)

第三节　密封、防自转机构与容量调节

一、密封机构

涡旋压缩机的涡旋定子与涡旋转子之间的密封，是提高涡旋压缩机性能的关键所在。涡旋压缩机采用了专门的轴向柔性密封与径向柔性密封装置，取得良好的密封效果。

1. 轴向柔性密封

轴向密封方法之一是在涡旋体的背侧施加一定的气体压力，使涡旋体顶端面与其相对的涡旋体的底槽紧密接触，防止相邻小室中的气体通过顶端和底槽之间的泄漏，但要尽量减少其间的压力，以降低其摩擦损失。图 4-7 是利用作用在涡旋定子上的气体压力来提供涡旋定子和转子的顶端与转子和定子底槽之间的密封力。涡旋定子采用轴向柔性导销来柔性固定，它只允许在轴向作微小位移，并非刚性定位在轴向的某一位置。这样能保证涡旋体的轴向密封，在气体力消失时，轴向密封力也随之消失；此时涡旋体顶端与底槽会有分离的现象，这就是轴向柔性密封。

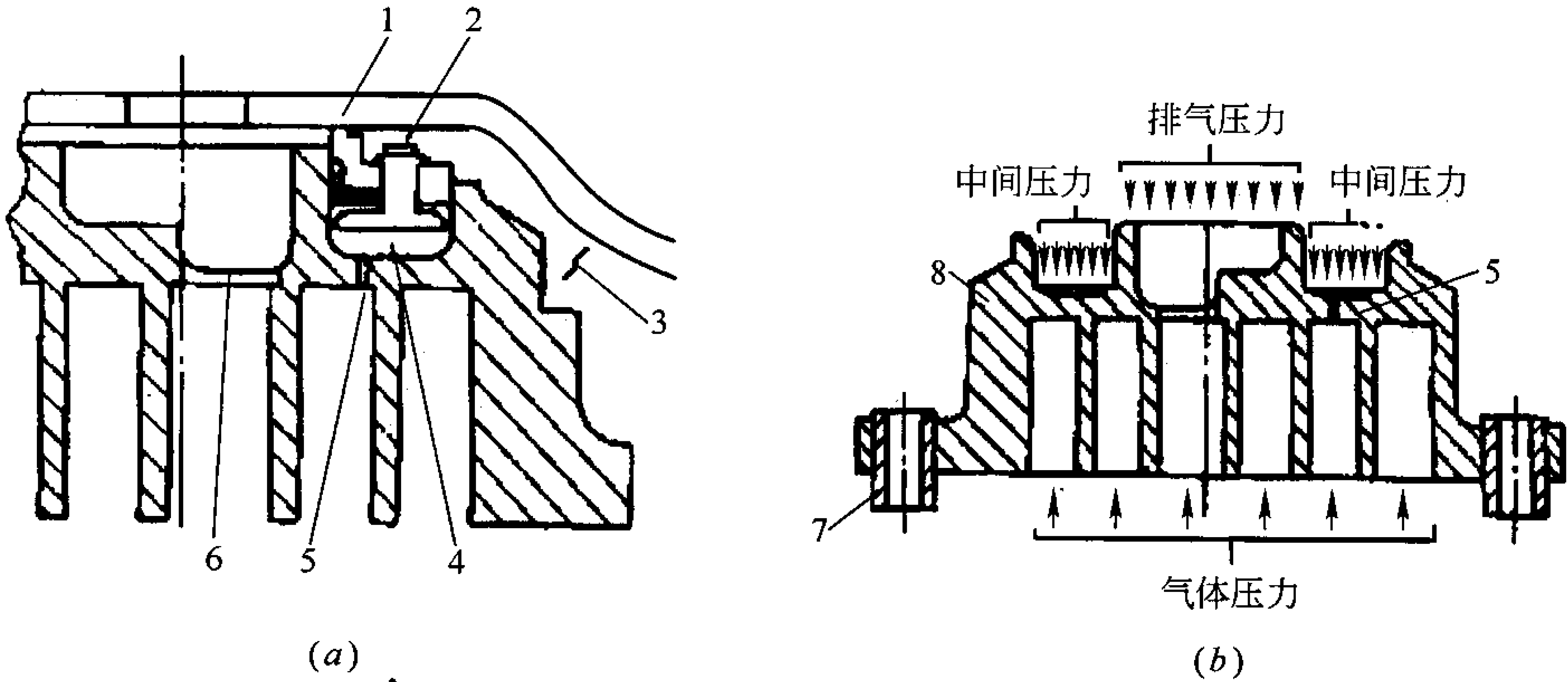


图 4-7　轴向柔性密封

(a)浮动密封装置；(b)固定涡旋盘受力图

1—密封面；2—浮动密封装置；3—低压腔；4—中间压力腔；5—中间压力通道；6—排气口；7—轴向柔性导销；8—固定涡旋盘

为了在涡旋定子顶部提供适当的气体压力，在涡旋定子上的中间压缩室处开一中间压力通道 5(图 4-7(*a*))，以提供适当的中间压力。在中间压力腔 4 的上部作用有排气压力及中间压力(图 4-7(*b*))，除了平衡涡旋内部的压缩气体压力外，还提供了顶端和底槽的密封压力。轴向柔性导销 7 是用以实现涡旋定子的轴向位移和承受倾覆力矩而设置的。

2. 径向柔性密封

涡旋转子与涡旋定子的径向密封是指涡旋体侧面啮合点处的密封。径向柔性密封是利用涡旋转子的回转离心力的作用来提供所需的侧面密封力。在偏心曲轴销 2 和涡旋转子的中间设有游动衬套 5(图 4-8)，并有足够的游隙，使涡旋转子能在径向有微小位移，以提

供有限的柔性。对涡旋转子离心力的大小，可通过加平衡块的大小和位置来调整，以防止离心力过大而增加摩擦损失和磨损。离心力过小时，则不能产生足够的侧面密封力，使泄漏增加，从而增加了噪声和使压缩机性能恶化。径向与轴向柔性密封同时具有排出固体杂质或液体工质的能力，具有很好的抗湿行程的能力。

对于轴向和径向的柔性密封，不仅有效地防止了泄漏，并且在特别恶劣的带液工况下，能维持运转，同时给吸气喷液冷却也创造了有利条件。此外，在停车时由于压力得到平衡，两涡旋体间可以稍有脱离，使压缩机启动时具有较小的启动力矩，有利于启动。

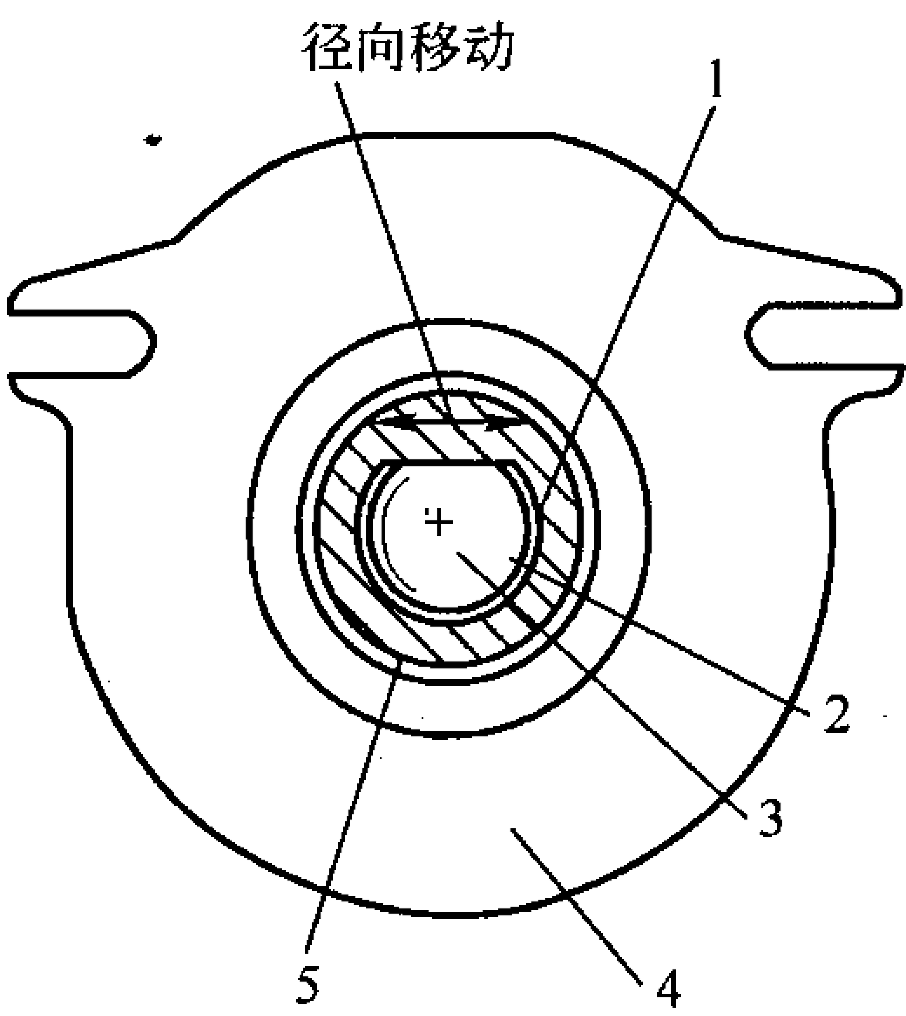


图 4-8　径向柔性结构

1—偏心轴中心；2—偏心轴销；3—固定涡旋盘中心；4—运动涡旋盘；5—游动衬套

二、防自转机构

在涡旋压缩机中，只允许涡旋转子绕涡旋定子以偏心距 e 公转，不能自转。为此在机构上必须设有防自转机构。一般常用的有十字联接环和球形联轴器。

1. 十字联接环

图 4-9 示出了一种得到广泛应用的十字联接环，底面的一对滑块 D、C 与机座上的一对滑槽 G、H 配合，上面的一对滑槽 A、B 与动涡旋体底面的一对滑块 E、F 配合，共形成 4 对摩擦副。图 4-9(b)是十字连接环机构运动简图，O_1 是曲轴中心，O_2 是曲柄销中心，O_2 绕 O_1 旋转，O_1 与 O_2 间的距离是旋转半径 R，机座为静坐标系 XO_1Y，十字联接环为动坐标系 $X'OY'$，O_1'是两对滑块中心线交点。动涡旋体的牵连运动即是十字联接环相对于机座的运动，是沿 Y 轴方向的往复直线运动，动涡旋体的相对运动是动涡旋体相对于十字联接环的运动，为沿 X'轴方向的往复直线运动，因此动涡旋体不能自转，而只能相对于静涡旋体作平动。根据刚体平动的性质，动涡旋体上的任一点都与 O_2 有形状相

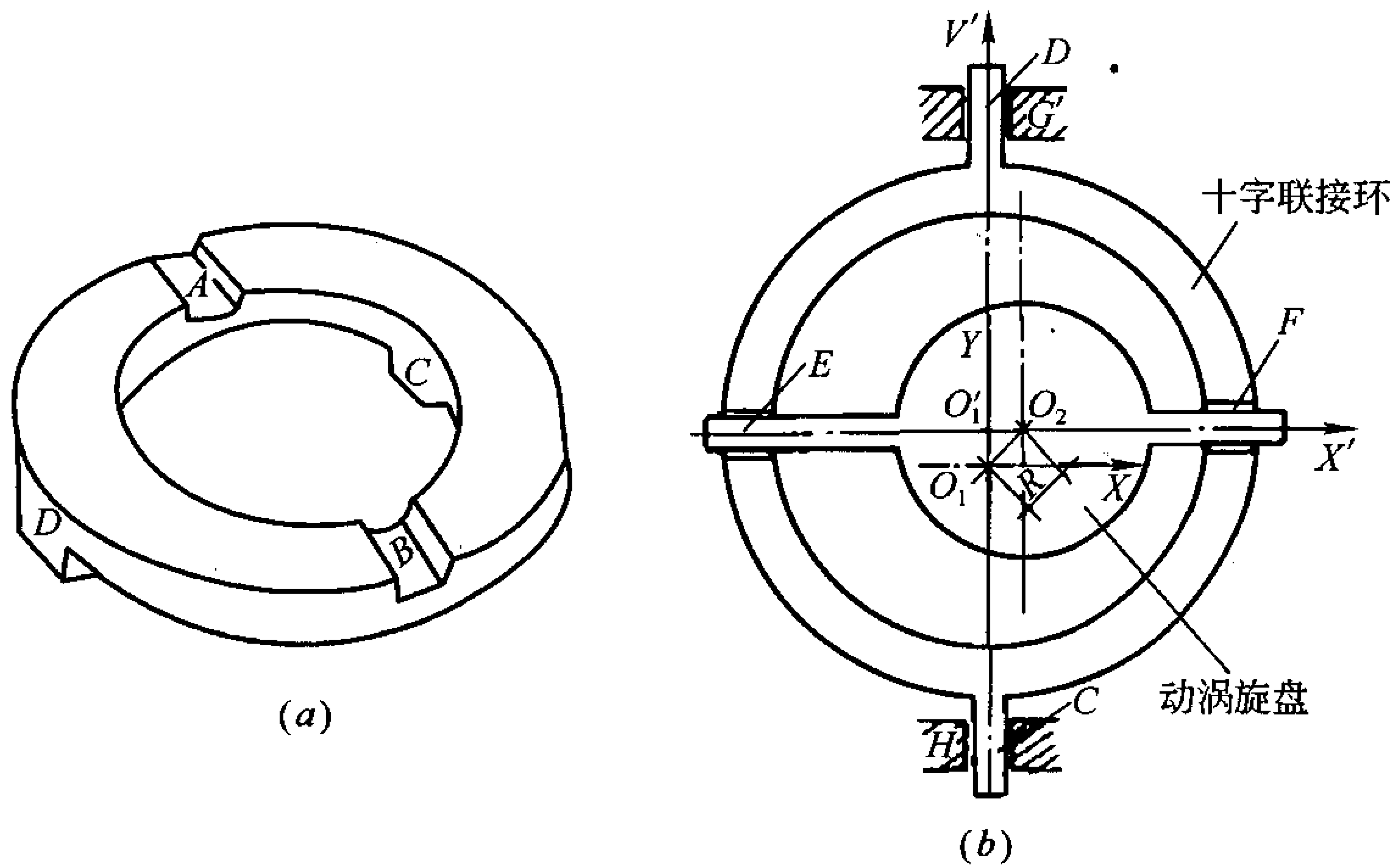


图 4-9　十字联接环

(a)结构示意图；(b)运动简图

同的运动轨迹（轨迹是旋转半径为 R 的圆）和相等的速度及加速度。该机构的缺点是，对十字滑块和十字滑槽的垂直度要求很高，又因存在 4 对滑动摩擦副，摩擦力和磨损也较大。

2. 球形联轴器

球形联轴器（图 4-10）是由两块几何参数完全相同的环形扎板，以一定的偏心距 e，将钢球卡嵌其中组合而成，其中一块为动环，固定在涡旋转子的背侧，而另一块为定环，固定在机座上保持不动，使涡旋转子可作偏心 e 的平移转动运动。球形联轴器不仅具有防自转的作用，同时还可兼有平衡轴向力的止推作用。图 4-11 所示为一装有球形联轴器的车用空调涡旋式压缩机。

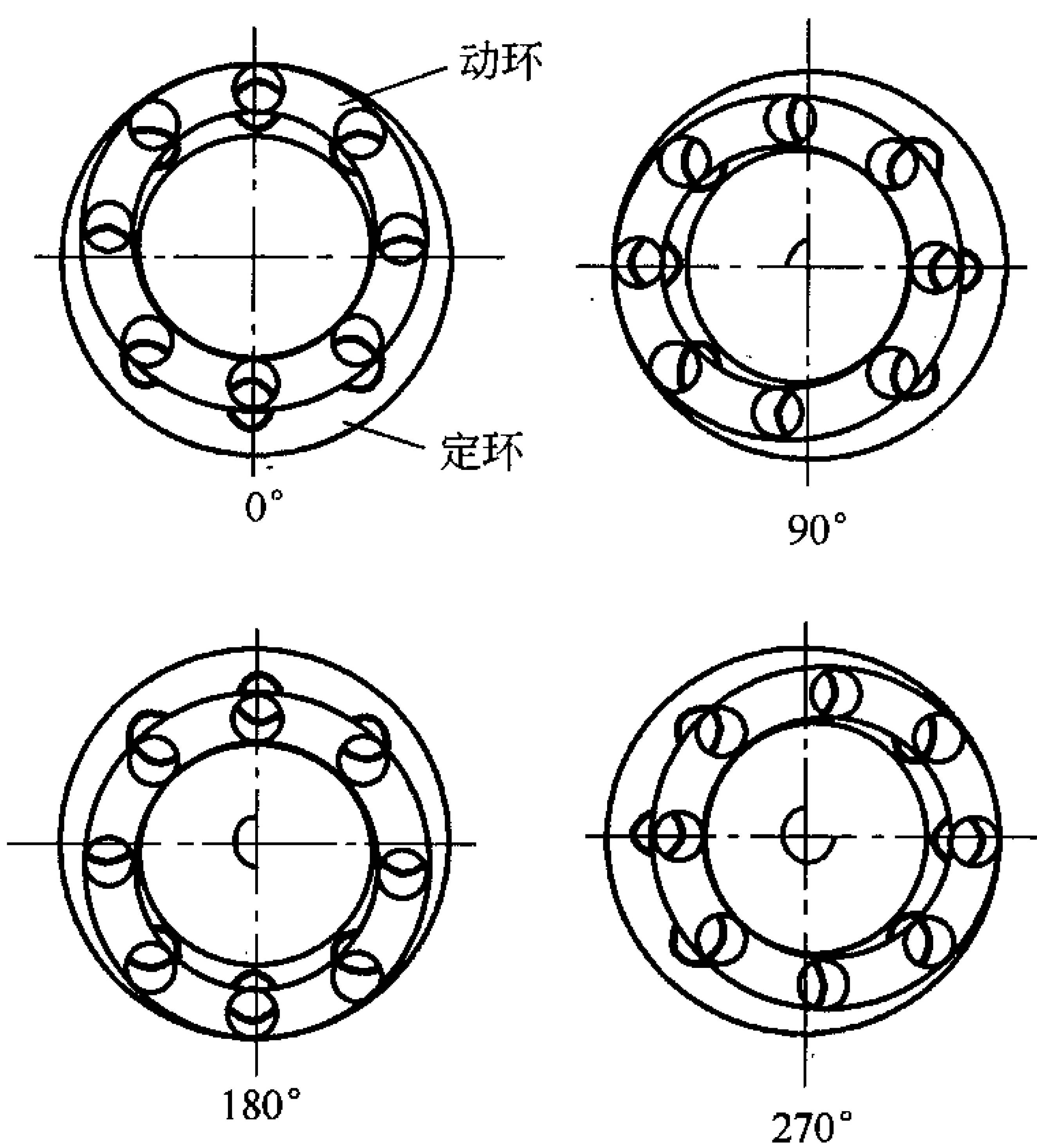


图 4-10　环形联轴器

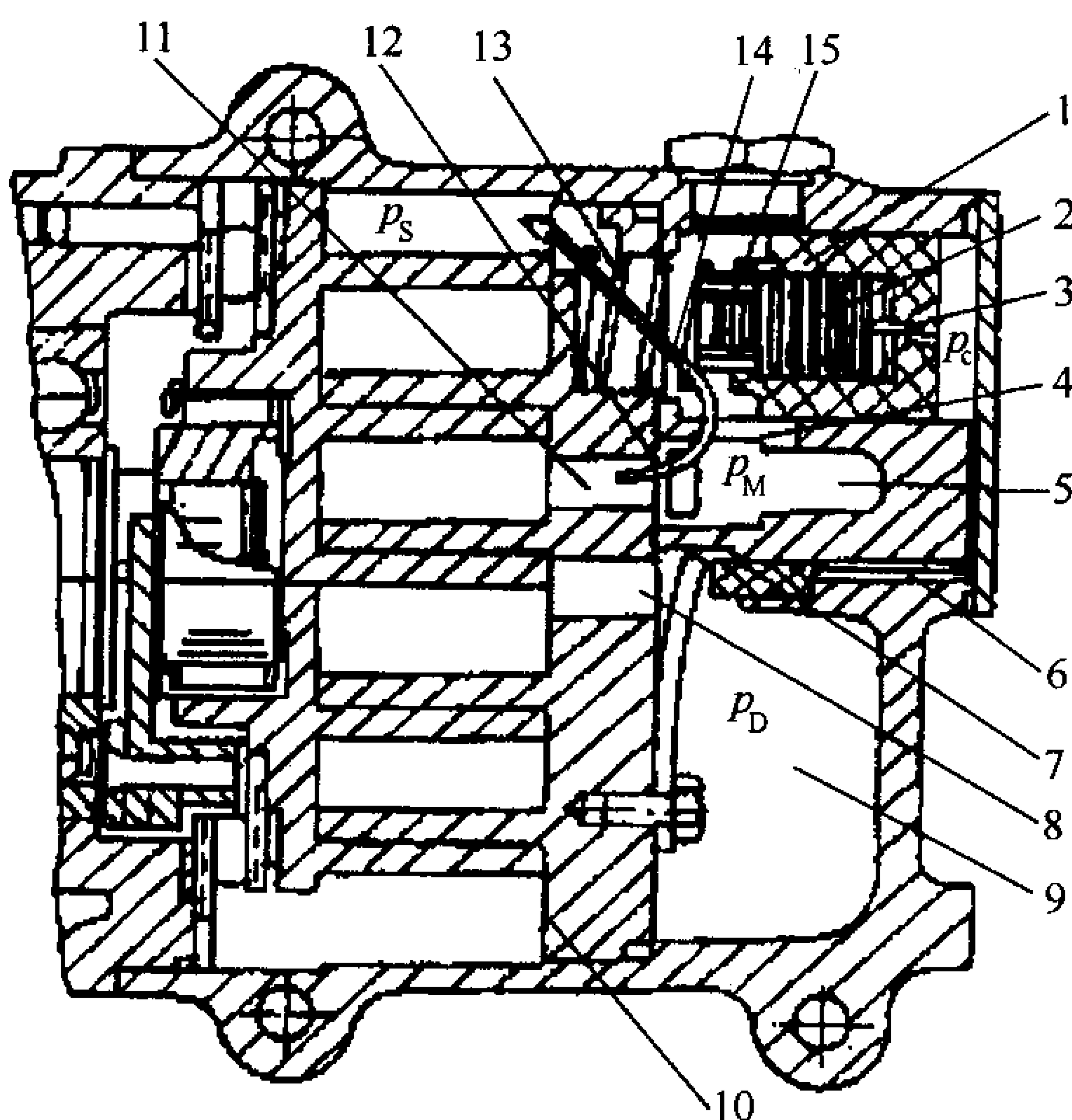


图 4-11　采用球形联轴器和气体回流式调节机构的车用涡旋压缩机

1—活塞式控制阀；2—波纹管；3—导向球阀；4—再循环气体流量调节孔；5—中间压力室；6—节流孔；7—滤网；8—涡旋排气孔；9—排气室；10—耐磨板；11—回流孔；12—舌簧阀；13—弹簧；14—再循环气体流；15—通气孔

三、容量调节

涡旋压缩机可采用变频调节的方法来调节输气量。对于一些非电动机驱动的涡旋压缩机，可采用旁通回流式调节机构。它是在涡旋定子的背侧端面上，在某一中间压缩室处开设一对回流孔 11（图 4-11）。在要求调节时，使气体只经微小压缩而回流至吸气侧，从而实现其能量调节，气体的回流由活塞式控制阀 1 来控制。当涡旋压缩机停机时，活塞式控制阀由弹簧 13 顶开，使回流孔全开。这样在启动时，可保证涡旋压缩机处于卸载状态。

输气量调节方面，值得一提的是还有一种双涡旋式压缩机。它是将两个涡旋式压缩机封装在同一个机壳中，其中一个为常规的固定转速的涡旋压缩机，另一个为可以进行调频无级调速的涡旋压缩机。此机是根据超级多联空调机的需要而研制的。这是因为多联机具有很长的管道，压头要求高，系统分支多。这就需要大大增加制冷剂和润滑油量，将两个涡旋压缩机并置在同一机壳中，则在机壳中所允许贮存的制冷剂和润滑油量可以增大，以

保证压缩机运行的更大可靠性。此机的特点有：功率范围为 0.75～7.5kW，可实现无级调节。它与单个涡旋压缩机采用变频调节相比，所用变频装置的容量可以较小，不仅使成本降低，而且使得部分负荷时效率下降少。

第四节　典型产品及其特性

涡旋压缩机的结构形式与其用途有关，尽管它们的核心部分均为一对动、静涡旋盘，但总体结构上却可能有很大差别。全封闭式结构主要用于空调与制冷；开启式结构主要用于汽车空调。由于结构形式不同，更由于各生产厂家不希望重复彼此的结构，因此在零部件结构方面各有特点。

一、全封闭式结构涡旋压缩机

全封闭式结构目前有图 4-12 所示的两种设计方案。图 4-12(*a*)为高压腔结构，即压缩机直接排气于筒体内，筒内充斥排出的高压气体，然后通过接管排至筒外，进气则有导管直接通到压缩机吸气室。图 4-12(*b*)为低压腔结构，即压缩机吸气时，低压的气体先进入筒体内，然后被压缩机所吸入，排出的气体经筒体上方的盖腔，再通过导管排出。这种结构的筒体内腔实际上由隔板分割成高、低两个空间。

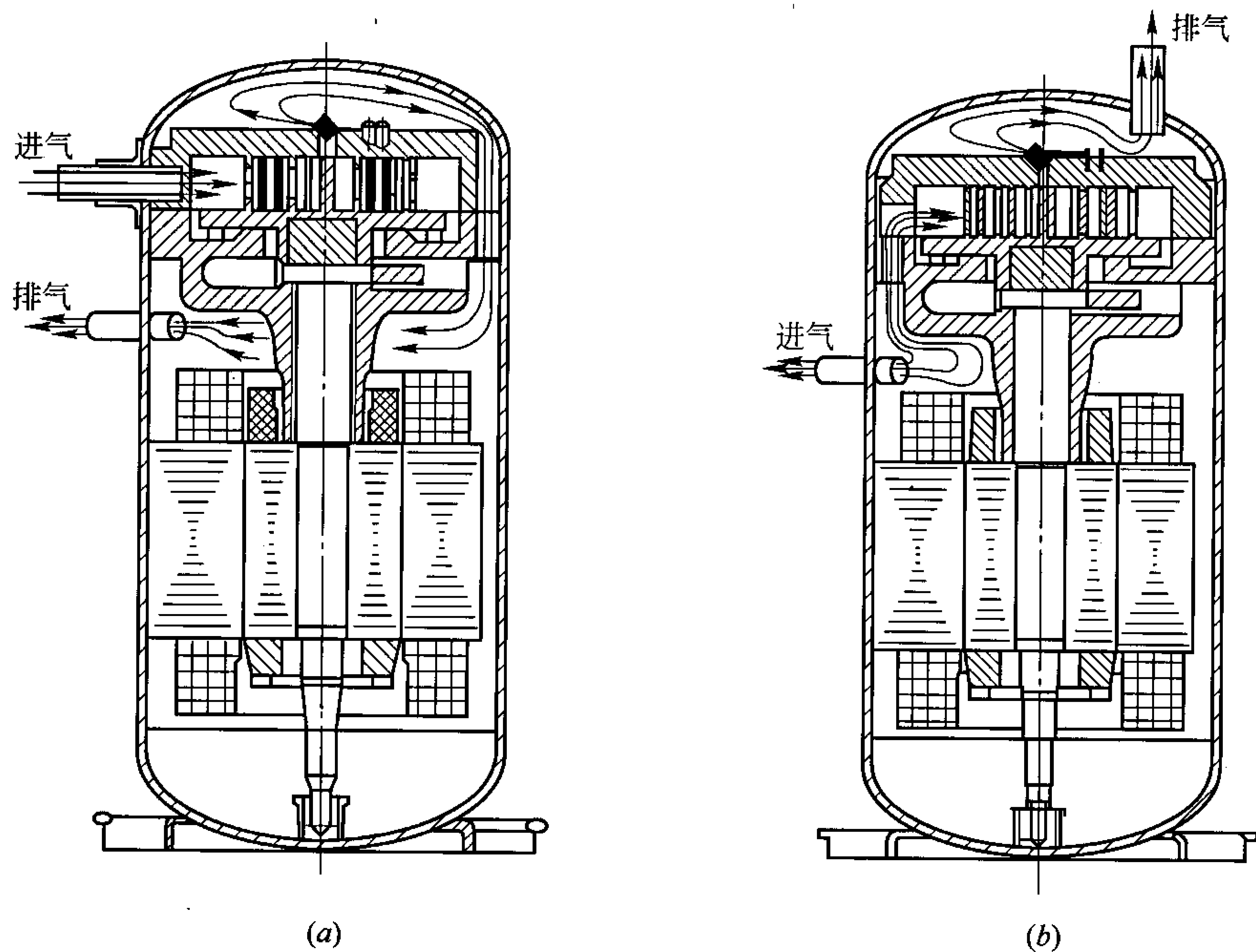


图 4-12　全封闭涡旋压缩机的两种基本形式

(*a*) 高压腔结构；(*b*)低压腔结构

高压腔结构有如下特点：

(1) 一般动涡旋盘背面均设置平衡其轴向气体力的中间压力腔，动、静涡旋盘涡圈顶端可不设置密封条，并且机器愈工作，顶端配合愈紧密。

(2) 电动机由排气进行一定程度的冷却(排气温度低于电动机温度)。

(3) 排出气体中油的分离比较方便，并且易于回至贮油池。

(4) 润滑油可利用压差导至各摩擦面。

(5) 进气被加热程度较小。

(6) 壳体温度较高，润滑油冷却情况较差。

(7) 为防止机器在停止运行瞬时产生逆转，以及润滑油可能充满涡盘工作腔并进入吸气管道系统，因此进气口应设止回阀。

低压腔结构特点如下：

(1) 电动机由进气及外界空气进行一定程度的冷却。

(2) 进气被加热的程度较大。

(3) 排气中油分离较困难，通常在高、低压腔隔板上设一小孔来回油。

(4) 需用专用的油泵或由主轴中的偏心孔，在工作时产生的离心力来将润滑油输至各摩擦面。

(5) 壳体温度较低，润滑油冷却情况较好。

(6) 为防止机器在停止运行瞬时产生逆转，排气口应设止回阀。

以上两种结构形式对机器的热力性能无明显的影响，故在实际的机器中两种结构都有应用。

1. 涡旋压缩机高压腔典型结构

图 4-13 为 AH 系列 5000DH-80C1 型空调用涡旋压缩机剖面图。全封闭立式结构，机器筒体内均为高压腔，机架 7 紧固在筒体内壁，静涡盘 2 用螺钉 26 与机架固接。动涡盘 3 嵌于静涡盘与机架之间，动涡盘与曲柄轴颈之间为滑动轴承 4，主轴承上部为圆柱滚动轴承 8、下部为滑动轴承 11。电动机转子 13 呈悬臂式紧固在主轴上，电动机定子 14 固定在筒体内壁。平衡重 5 为单独制造，然后热套在主轴上。

当机器工作时，制冷剂气体自进气管 30 克服弹簧 27 的作用力，推开止回阀活塞 28，进入静涡旋盘吸气室，经压缩后自静涡旋盘中心的排气孔排入壳腔内，然后通过静涡旋盘及机架侧面与筒体之间特设的孔道，排至下部筒体内，在经过适当的油气分离后由排气接管 6 排入制冷系统，润滑油通过主轴上的上油管 22，在压力差的作用下被送到各个润滑表面。动涡旋盘下面是一个中间压力腔，所形成的力应保证动涡旋盘向上贴紧在静涡旋盘上，并保证涡圈顶端面的间隙密封。在本结构中，中间压力腔的压力来自动涡旋盘一对第二压缩腔室范围内端板上的三个小孔。主轴与电动机转子的重量由圆柱滚动轴承内圈端面与垫片 9 支撑，并起中、高压腔之间的密封作用。为了保持润滑油的清洁，筒体下部设有一道滤网 16 与低部的电磁铁 19，用于除去回油中的杂质与铁屑等。

进气管中止回阀的弹簧刚性较小，活塞一旦开启后，运行过程中便不会关闭。但刚性也不可能太小，因为压缩机一旦停止工作，应使活塞尽快将气体管切断，不然润滑油会在压差作用下大量涌入中间压力腔，进而进入工作腔并喷入进气管。此外，润滑油若大量滞留在工作腔内，压缩机便无法再启动，甚至因此而烧毁电动机或损坏涡旋盘。

该压缩机主轴下端不设轴承，涡圈顶端不设密封条，也无专门的涡旋盘径向补偿机构，故结构极简单，但制造精度要求更高。

图 4-14 为卧式全封闭高压腔涡旋压缩机剖面图。在电动机转子两端均设有轴承，排气全部经过电动机后再通过两次分离，然后由接管排出壳体。润滑油依靠油泵或由接管或

机架壁上钻孔，依靠压差将油导入主轴中心，进而分配至各润滑表面。卧式结构宜用于小型、动涡旋盘质量较小时或者高度受限制的场合，如列车空调等。

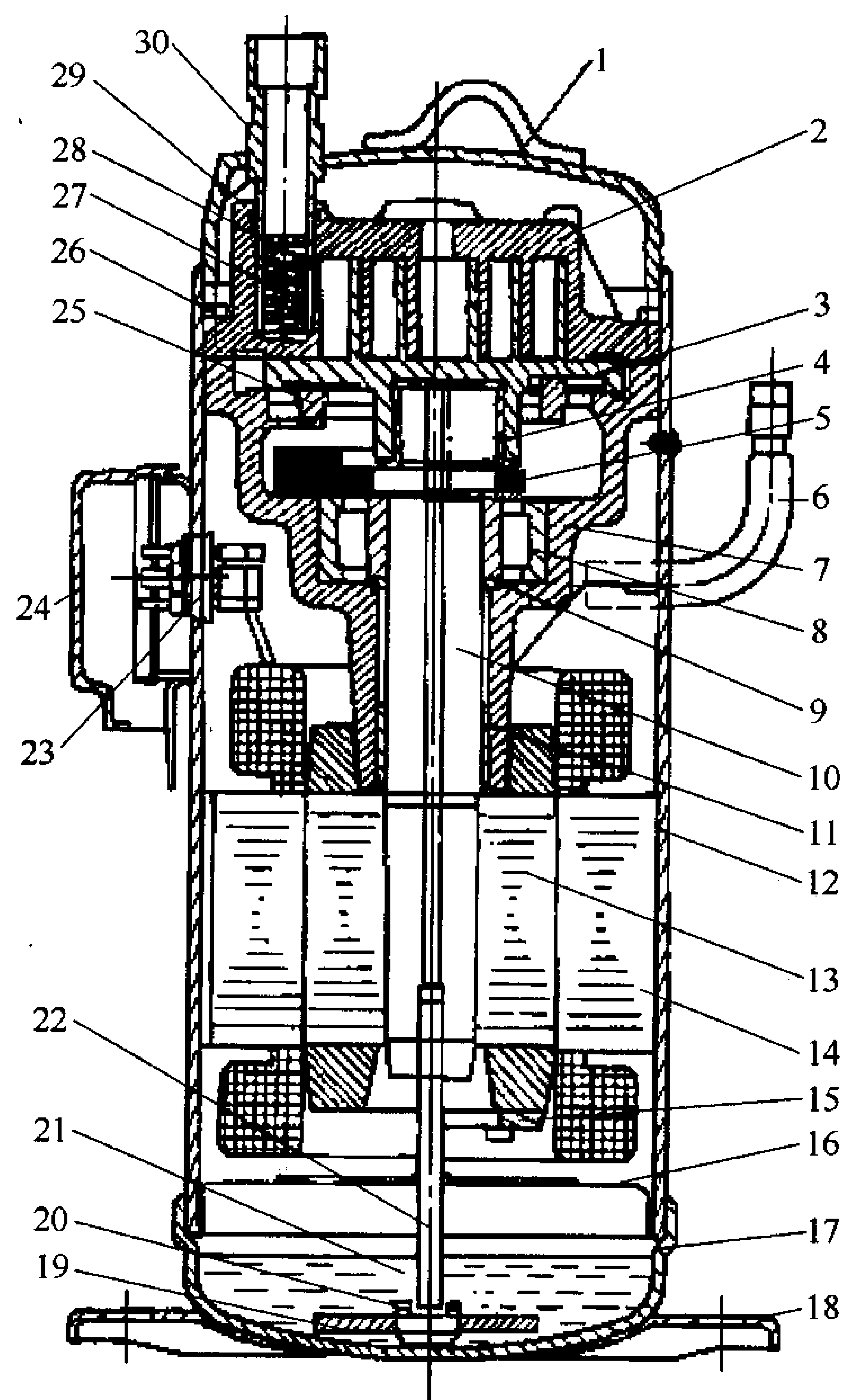


图 4-13　500DH-80C1 型涡旋压缩机剖面图

1—吊环；2—静涡盘；3—动涡盘；4—滑动轴承；5—主平衡重；6—排气接管；7—机架；8—圆柱滚动轴承；9—轴向垫片；10—主轴；11—下主轴承(滑动)；12—筒体；13—电动机转子；14—电动机定子；15—辅平衡重；16—滤网；17—下筒盖；18—底座；19—电磁铁；20—磁铁架；21—贮油池；22—上油管；23—电动机接线柱；24—接线柱罩壳；25—十字滑环；26—紧固螺钉；27—弹簧；28—止回阀活塞；29—进气管密封圈；30—进气管

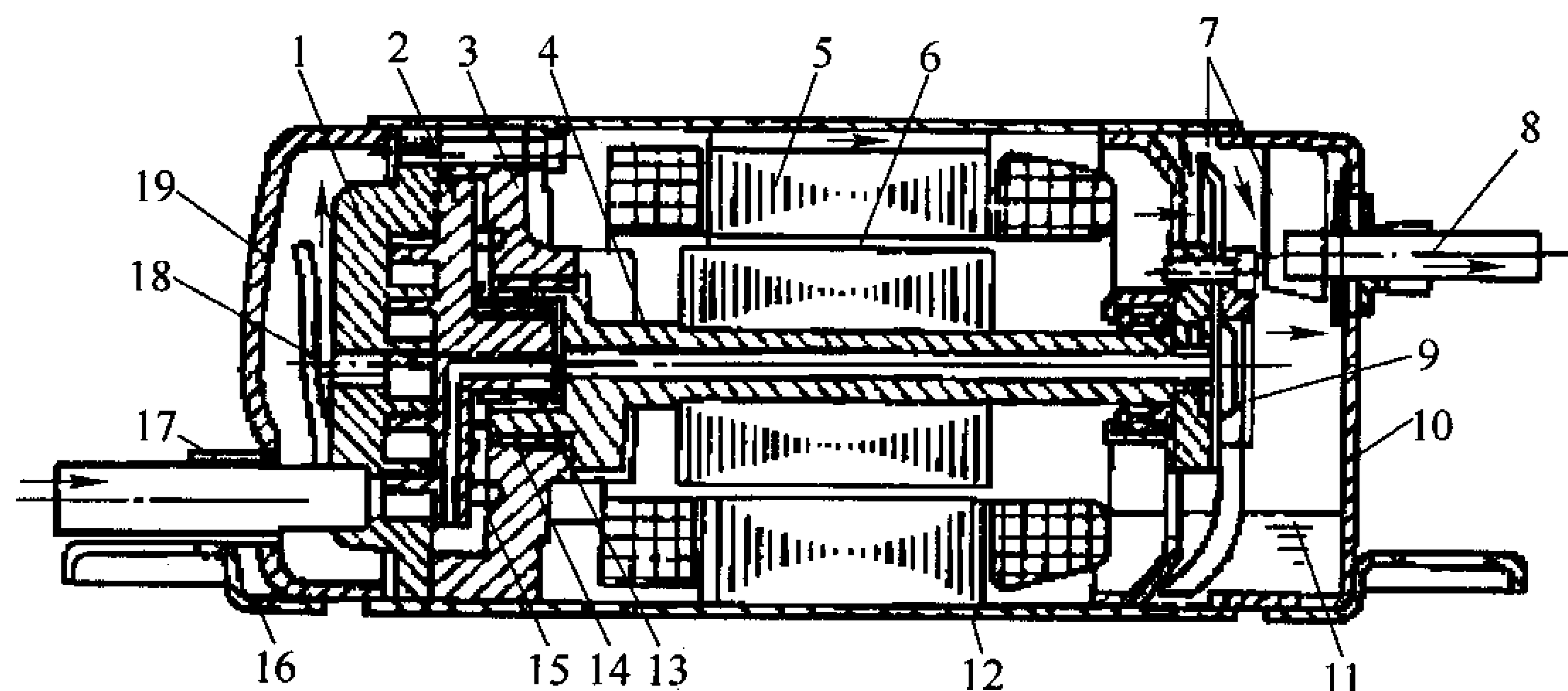


图 4-14　卧式全封闭涡旋压缩机结构

1—静涡盘；2—动涡盘；3—机架；4—主轴；5—电动机定子；6—电动机转子；7—油分离器；8—排气接管；9—润滑油泵；10—后端盖；11—贮油池；12—筒体；13—动涡盘轴承；14—主轴承；15—十字滑环；16—支架；17—进气管；18—止回阀；19—前端盖

2. 涡旋压缩机低压腔典型结构

图 4-15 为 ZR 系列柔性涡旋压缩机的剖面图。从蒸发器过来的工质气体经吸气管 4 进入压缩机机壳，通过处于机壳上部的涡旋转子 3 和涡旋定子 2 来压缩，由涡旋定子中心孔排出，并经由高低压分隔罩 24 进入顶部排气腔 25。在分隔罩与涡旋定子间设有密封面。在机壳体出口 1 处装有止回阀 26。在涡旋定子的中心排气孔口附近，设有旁通管道 20，通道口由双金属温控片 23 控制。当排气温度过高时，温控片打开通道口使高低压旁通，排气腔压力降低，止回阀关闭，压缩机运转在卸载状态，避免压缩机过热。用这种方式，压缩机排气温度可控制在 150℃以下，从而避免压缩机的损坏。偏心轴 7 对涡旋转子的传动，通过十字连接环 18 相连，使涡旋转子仅能绕涡旋定子公转，防止了涡旋转子的自转。涡旋转子盘与偏心销之间装有游动衬套 17。压缩机的润滑是借助于偏心轴运转时的离心抽力，将壳体下部油池中的润滑油，沿着偏心轴中的油道送到主轴承、偏心销、游动衬套进行润滑。内置电动机处于机壳的下部，其定子紧配在机壳上，使机壳成为电动机的散热面。在电动机转子的上下端设有平衡块 6 和 14，以平衡涡旋转子所产生的惯性力矩。

图 4-15 所示的涡旋压缩机润滑系统，是依靠曲轴旋转时的离心抽吸，将润滑油输送到各润滑部位，此时压缩机、电动机是处于低压壳体中。但也有一种利用吸排气压差来供油的润滑系统(图 4-16)。压缩机通过涡旋定子中心孔 21 排气，气体越过涡旋定子 3，经由

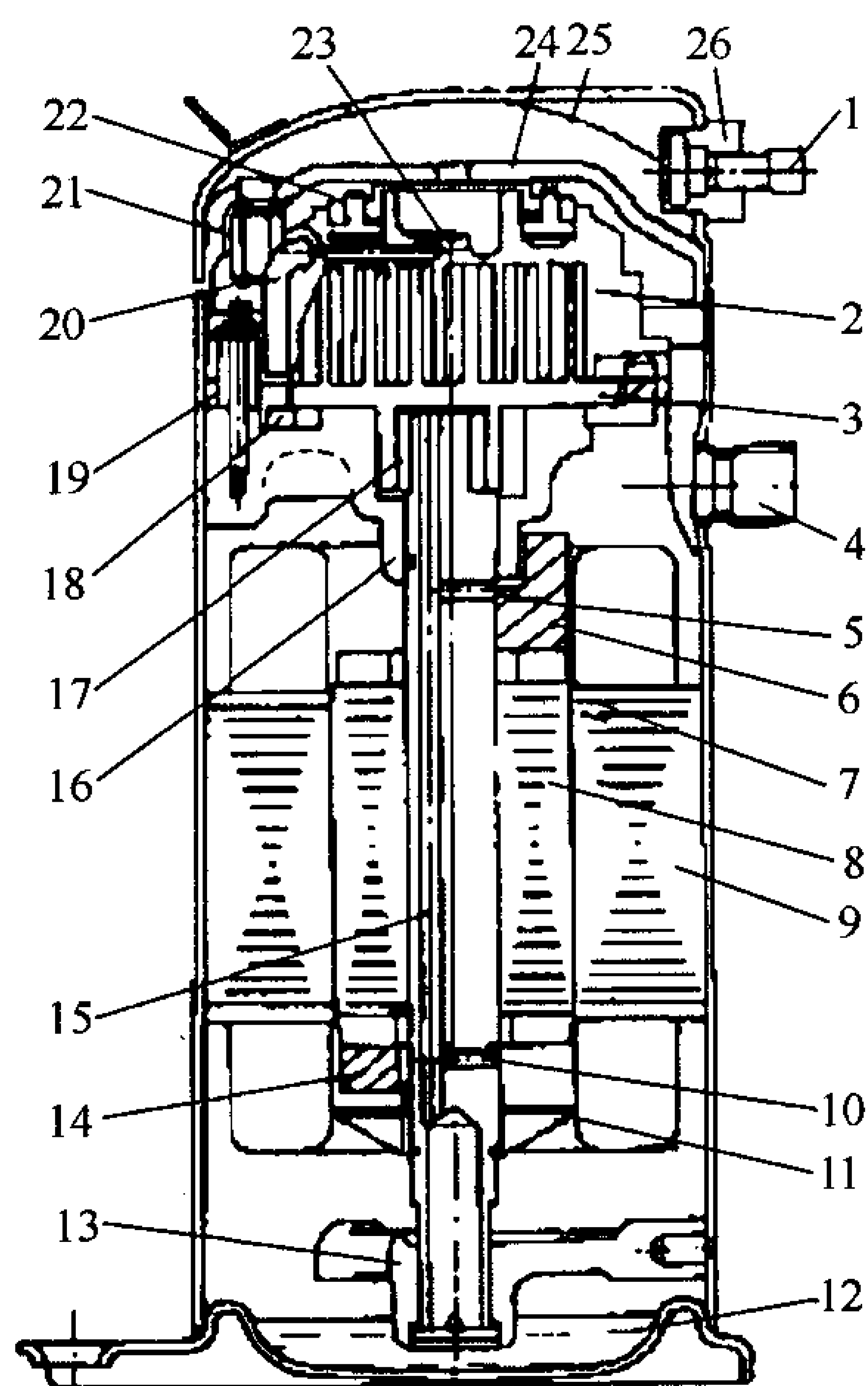


图 4-15 全封闭式涡旋压缩机的剖面图

1—排气管；2—涡旋定子；3—涡旋转子；4—吸气管；5、10—油孔；6、14—上、下平衡块；7—偏心轴；8—电动机转子；9—电动机定子；11—甩油盘；12—润滑油池；13—下主轴承；15—润滑油道；16—上主轴承；17—游动衬套；18—十字连接环；19—轴向柔性导销；20—气体旁通管；21—中间压力阀；22—浮动密封；23—双金属温控片；24—高低压分隔罩；25—排气腔；26—止回阀

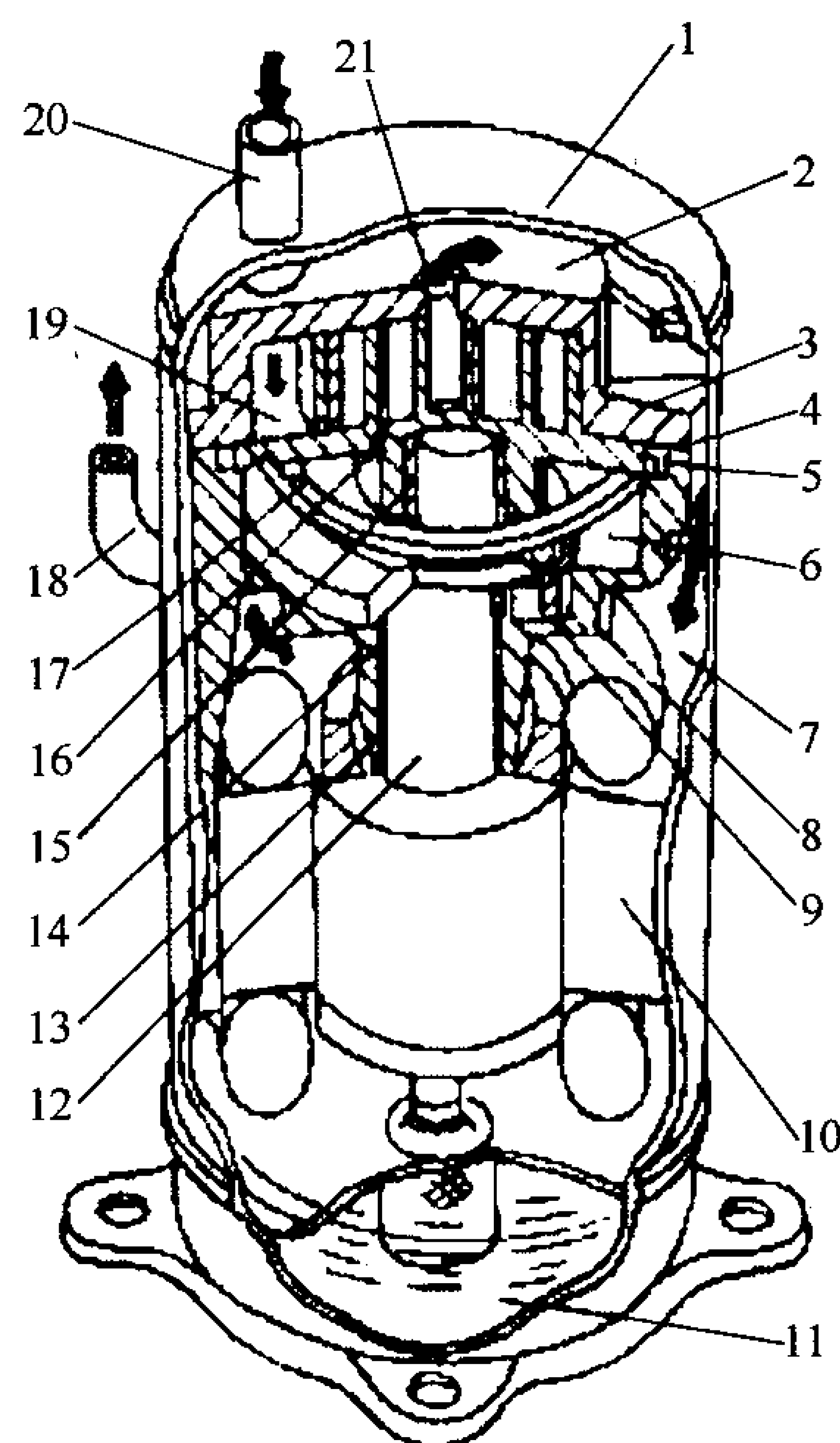


图 4-16 涡旋式压缩机

1—外壳；2—排气室(高压)；3—涡旋定子；4—排气通路；5—涡旋转子；6—中间压力腔；7—电动机室(高压)；8—机座；9—主轴承；10—内置电动机；11—润滑油；12—曲轴；13—曲轴兼密封；14—密封；15—游动衬套；16—中间压力孔；17—十字联轴节；18—排气管；19—吸气室；20—吸气管；21—排气口

压缩机和壳体间的缺口通道，流向电动机侧。由于气流速度减慢，使气体中含油分离，并通过焊于壳体内壁的油捕集网使油进一步分离。与此同时，排气也冷却了电动机。这样，压缩机、电动机处于高压壳体中，在壳体底部油池中的润滑油，在压力差的作用下通过滤网、曲轴中心的油孔，将油送到各润滑点。

值得一提的是，在此涡旋压缩机中，两个涡旋体轴向密封所需要的轴向气体力，是由中间压力腔 6 的中间压力作用于涡旋转子底部而实现的。中间压力由中间压力孔 16 获得。

图 4-17 为一个圆筒形壳体内同时安排两台涡旋压缩机的结构。其中一台涡圈高度较低，采用变频电动机，转速可调，为 1 号机；另一台涡圈高度较高，电动机转速固定，为 2 号机。它们的工作方式如图 4-18 所示。其优点是与相同冷量的一台涡旋压缩机相比，在较宽的冷量范围内有较高的 *COP* 值。其缺点是结构复杂，制造成本也增加。

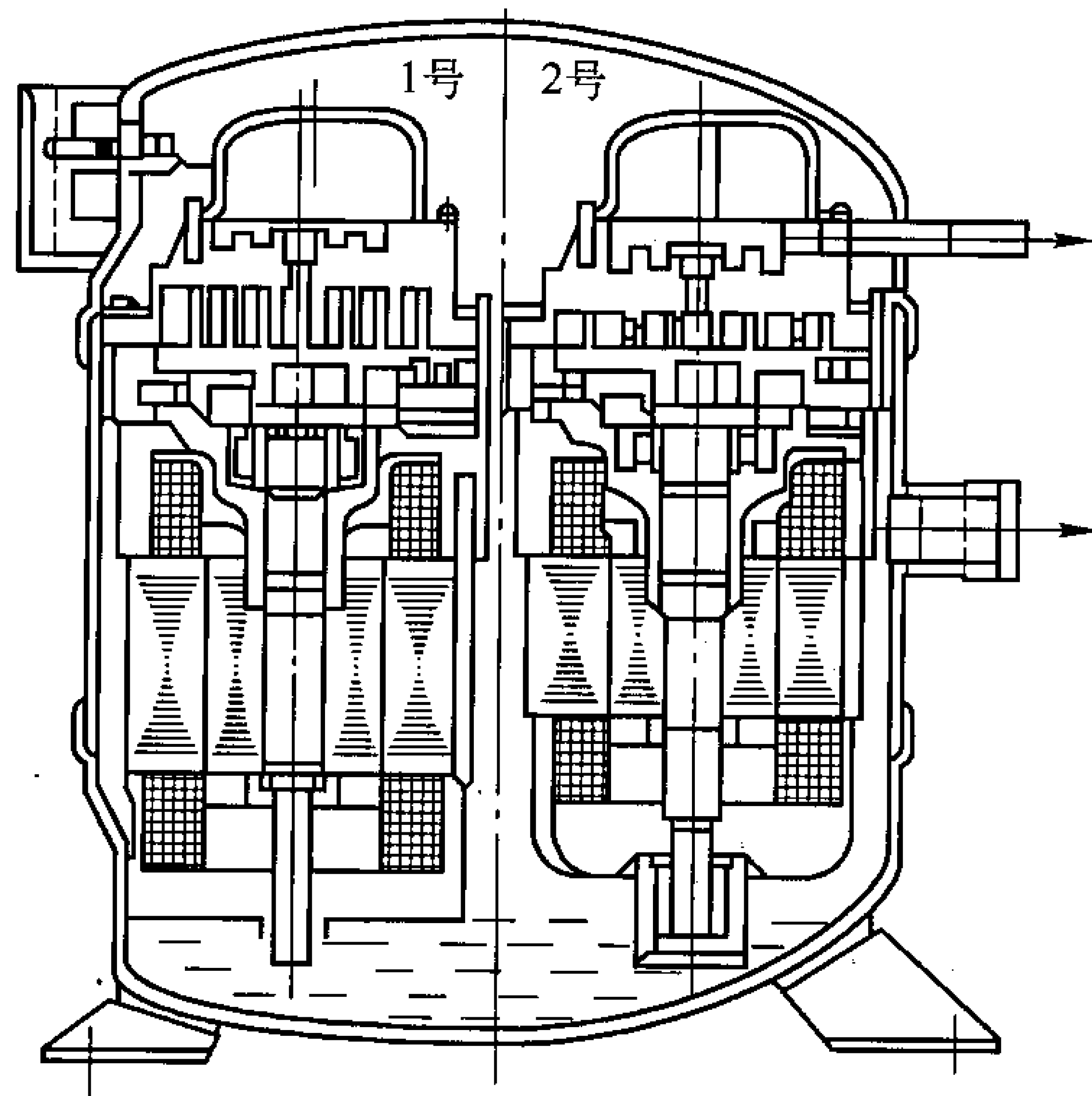


图 4-17　一个壳体内两台压缩机的结构

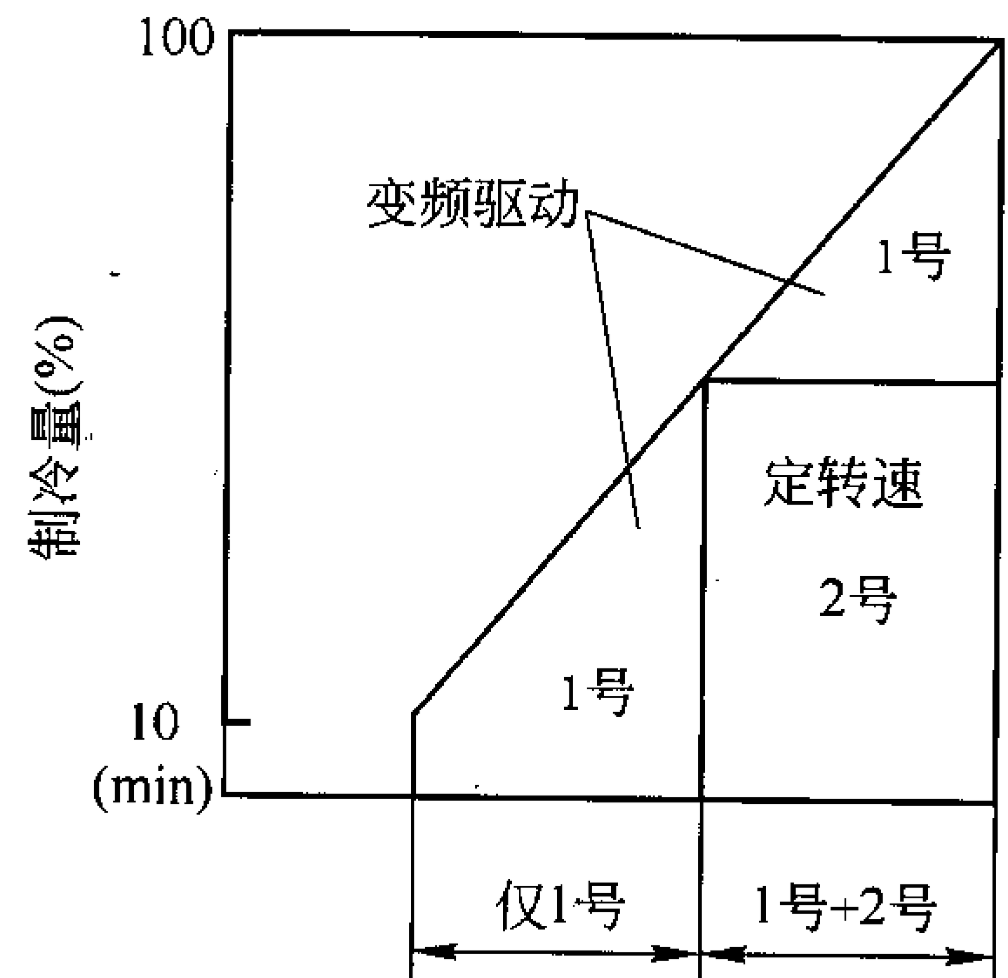


图 4-18　工作方式与范围

二、开启式涡旋压缩机

图 4-19 所示为汽车空调用涡旋压缩机，由发动机通过带轮直接驱动。为防止工质泄漏，其涡旋盘与驱动机构均封闭于罩壳 1 与机架 11 之中，仅主轴 13 伸出机架，并由轴封 16 进行密封。该压缩机的特点是：罩壳、静涡旋盘、动涡旋盘及机架、带轮均由铝合金制成，故重量较轻；防自转机构是球形联轴器机构，由滚珠 7、两端板 6、23 与两个挡圈 8 所构成。球形联轴器防自转机构还将机架 11 上螺栓紧固产生的轴向背力，传递到动涡旋盘上，克服轴向气体力，产生轴向密封力，偏心盘 10 是套在主轴柄销上的另一个零件，其长度较短以减少机器轴向尺寸，直径较大，以保证足够的承压面，偏心盘与动盘的轴孔之间为滚动轴承 9。带轮 14 支撑于机架上，内有电磁线圈 15，当压缩机不工作时，带轮由发动机带着空转，当需要压缩机工作时，带轮中的电磁线圈中通过直流电产生磁场，进而吸住分别固定于主轴端部和带轮顶部由衔铁构成的一对摩擦片，主轴即跟着一起旋转。该压缩机还有一个特点是静涡旋盘涡圈的底部嵌有不锈钢垫片 3，其目的是借以保证底部的平面度、涡圈与底面的直角及增加耐磨性。

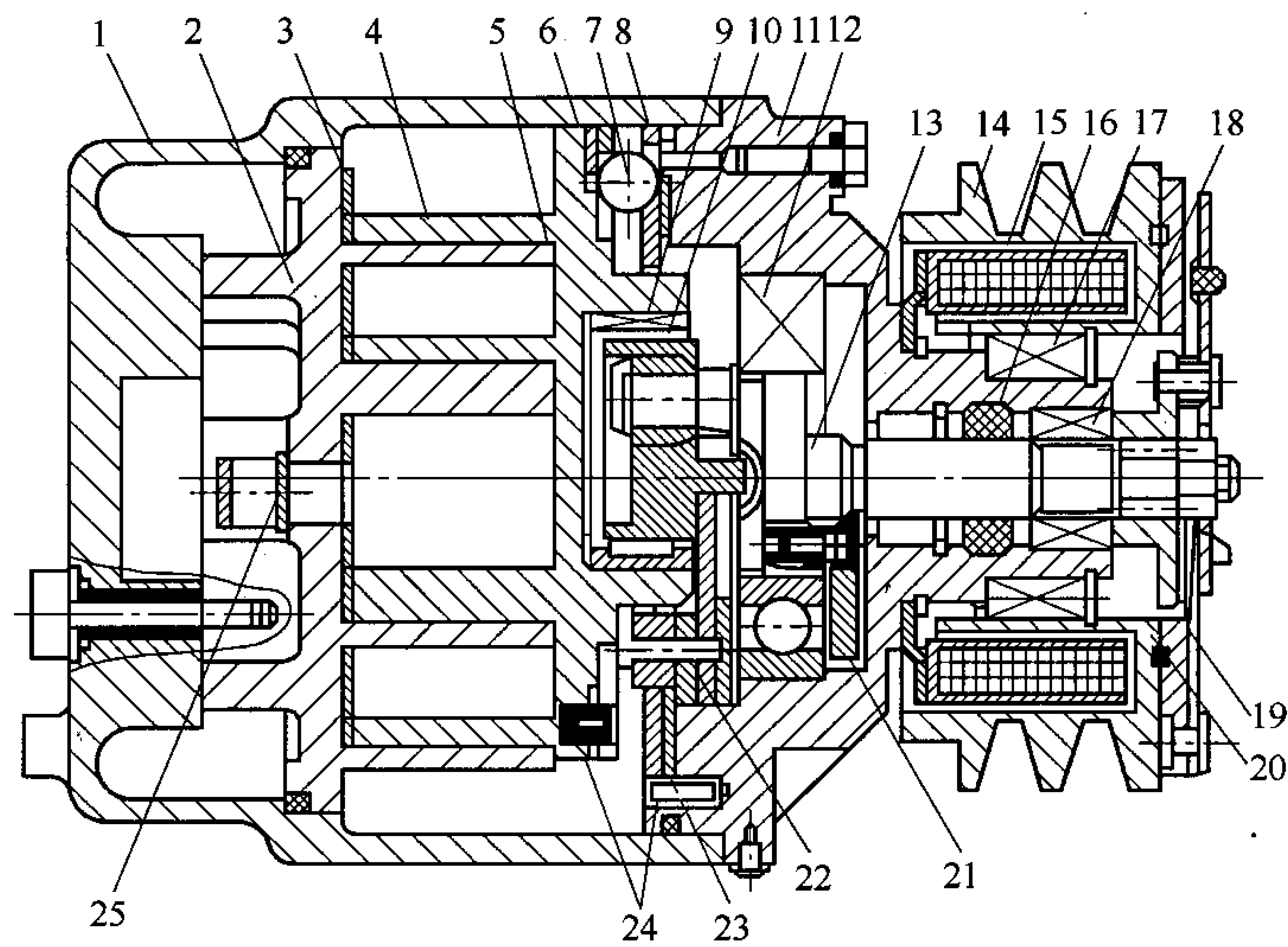


图 4-19 汽车空调用涡旋压缩机

1—罩壳；2—静涡盘；3—不锈钢垫片；4—动涡盘；5—轴向密封圈；6、23—端板；7—滚珠；8—挡圈；9—滚针轴承；10—偏心盘；11—机架；12—主滚珠轴承；13—主轴；14—带轮；15—电磁线圈；16—轴封；17—带轮轴承；18—主轴辅轴承；19—弹簧片；20—摩擦片；21、22—平衡重；24—销钉；25—止回阀

涡旋压缩机用于汽车空调有其独特的优点，最主要的是正常工作转速可较其他压缩机高，其发动机的传动比高于一般压缩机的传动比(约 1.4 倍)，并且转速最高可超过 10000r/min，因此对相同制冷量所要求的工作容积(排量)也较其他压缩机小，例如涡旋压缩机工作容积为 69.5cm³/r，即相当于其他压缩机工作容积(110～50cm³/r)，而且在正常转速或变转速，性能都较优良。

汽车空调压缩机需要解决一个矛盾，即不论发动机高速运行还是低速运行，汽车要求提供稳定的制冷量。因此，涡旋压缩机需要设置气量调节机构。

第五章　螺杆压缩机

螺杆压缩机最早由德国人 H. Krigar 在 1878 年提出，直到 1930 年瑞典工程师 AlfLysholm 及其所在的 SRM 公司对螺杆压缩机深入研究后，才开始在工业上应用。1950 年就有喷油螺杆压缩机用于制冷装置，1970 年初开始用于热泵空调装置，目前螺杆压缩机已经得到比较广泛的应用。除了由两个转子组成的典型螺杆压缩机结构外，后来又设计出由一个转子和两个星轮组成的另一类结构形式，为了便于区别，经常称前者为双螺杆压缩机，后者为单螺杆压缩机。

第一节　基本结构及工作原理

一、基本结构

螺杆压缩机也是依靠容积的改变来压缩气体的，开启式结构如图 5-1 所示。它由机体（气缸体）、一对阴阳转子、吸排气端座、平衡活塞、能量调节机构、轴承、联轴器等零

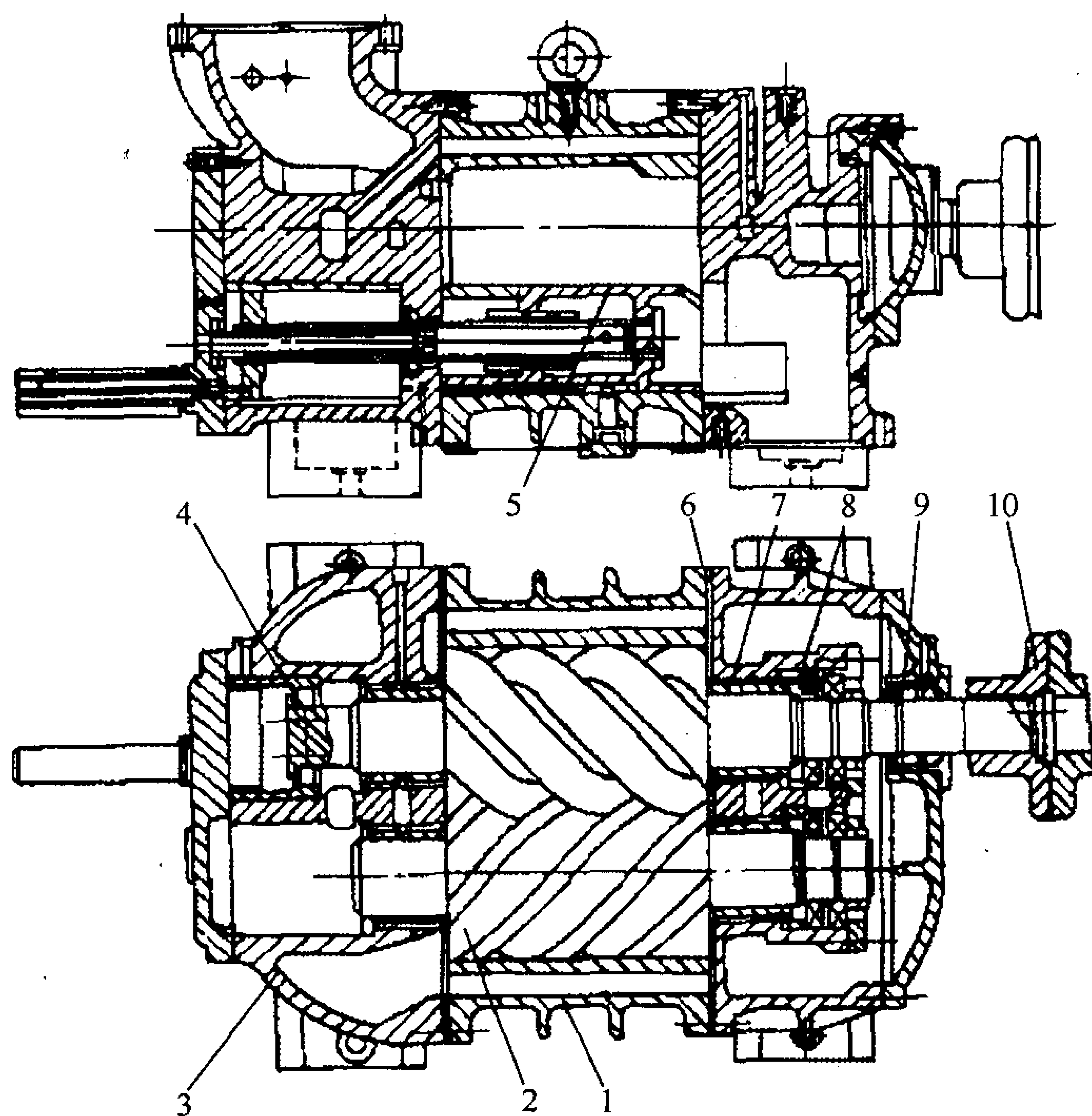


图 5-1　螺杆式制冷压缩机剖面图

1—机体；2—阴、阳转子；3—吸气端座；4—平衡活塞；5—滑阀；6—排气端座；7—主轴承；8—推力圆柱滚子轴承；9—轴封；10—联轴器

部件组成。在"∞"字形的气缸体 1 的内部，平行配置着两个螺旋形阴阳转子 2。转子型线多为单边、非对称摆线—圆弧齿形，其中具有凸齿的转子叫阳转子，它的轴外伸，通过联轴器 10 与原动机相连，功率由此端输入，因此又叫主动转子；具有凹齿的转子叫阴转子，又称从动转子。两转子按一定的传动比(阳转子与阴转子的齿数一般为 4∶6)反向转动。在主动转子和从动转子的两端部，分别装有主轴承 7(滑动轴承)，用来承受径向力。在排气端装有一对推力圆柱滚子轴承 8，用于承受轴向推力。主动转子的吸气端还装有平衡活塞 4，用来减轻由于排气侧和吸气侧之间的压力差所引起的轴向推力，从而减轻推力圆柱滚子轴承所承受的轴向力。气缸体的前后设有吸排气端座。吸气孔口开在吸气端座 3 的上方，排气孔口开在排气端座 6 的下方，制冷剂按对角线方向流动。阳转子伸出端的端盖处设置有摩擦环式轴封装置 9，以防制冷剂的外泄或外界空气漏入系统。在转子底部装有输气量调节机构—滑阀 5，通过油缸、活塞、传动杆，使滑阀能够轴向移动，在滑阀上还开有向气缸内喷油的喷油孔。

二、工作原理

螺杆制冷压缩机的主要运动部件是装于机体内的相互啮合的一对转子。转子的齿槽与机体内圆柱面及端壁面之间的空间容积，构成了压缩机的工作容积，称为基元容积。

阳转子的齿周期性地侵入阴转子的齿槽，并且随着转子的旋转，空间接触线不断地向排气端推移，致使转子的基元容积逐渐缩小，基元容积内的气体的压力不断提高，达到压缩气体的目的。它的整个工作过程可分为吸气、压缩、排气三个阶段，如图 5-2 所示。

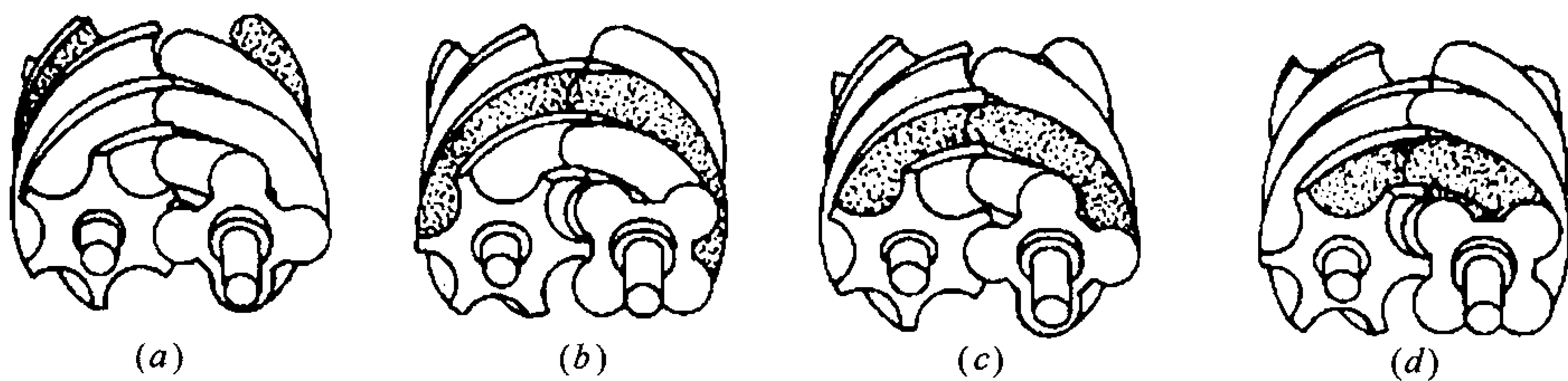


图 5-2　螺杆式制冷压缩机工作过程

(*a*)吸气过程；(*b*)压缩过程开始；(*c*)开始排气；(*d*)排气过程

1. 吸气过程

阴、阳转子各有一个基元容积共同组成一对基元容积。当该基元容积与吸入口相通时，气体经吸入口进入该基元容积对。因转子的旋转，转子的齿连续地脱离另一转子的齿槽，使齿间基元容积逐渐扩大，气体不断地被吸入，这一过程称为吸气过程，如图 5-2(*a*)所示。当转子旋转一定角度后，齿间基元容积达最大值，并超过吸入孔口位置，与吸入孔口断开，吸气过程结束(压缩过程开始)，如图 5-2(*b*)所示。此时阴、阳转子的齿间容积彼此并未相通。

2. 压缩过程

转子继续转动，两个孤立的齿间基元容积相互联通，随着两转子的相互啮合，基元容积不断缩小，气体受到压缩，该压缩过程直到转子旋转到使基元容积与排气孔口相通的一瞬间为止，如图 5-2(*c*)所示。

3. 排气过程

当基元容积和排气孔口相通时，排气过程开始，该过程一直进行到两个齿完全啮合、基元容积对的容积值为零时为止，如图 5-2(*d*)所示。

一对转子可以组成多个基元容积对，彼此由空间封闭的啮合接触线隔开。每一对基元容积内的压力不同，各自完成自己的吸气、压缩、排气过程，如此循环不息，由于螺杆压缩机的转速较高，因此它的工作过程可近似看作连续的工作过程。

为了实现吸气、压缩、排气过程，转子是不允许倒转的，从吸入端来看，转子的转向必须与转子螺旋面的转向相反，因此，在装配时必须注意到原动机的转向。

三、特点

就压缩气体的原理而言，螺杆压缩机与活塞压缩机同属容积型压缩机，但就其运动形式来看，它又与离心压缩机类似，转子作高速旋转运动，所以螺杆压缩机兼有活塞式和离心式两类压缩机的特点。

(1) 具有较高转速(3000～4400r/min)，可与原动机直连。因此，它的单位制冷量的体积小、重量轻、占地面积小、输气脉动小。

(2) 没有吸、排气阀和活塞环等易损件，故结构简单、运行可靠、寿命长。

(3) 因向气缸中喷油，油起到冷却、密封、润滑的作用，因而排气温度低(不超过 90℃)。

(4) 没有往复运动部件，故不存在不平衡质量惯性力和力矩，对基础要求低，可提高转速。

(5) 具有强制输气的特点，输气量几乎不受排气压力的影响。

(6) 对湿行程不敏感，易于操作管理。

(7) 没有余隙容积，也不存在吸气阀片及弹簧等阻力，因此容积效率较高。

(8) 输气量调节范围宽，且经济性较好，小流量时也不会出现像离心压缩机那样的喘振现象。

(9) 油泵供油时，油路系统复杂。

(10) 内压力比固定，存在压缩不足或过压缩的可能性。

(11) 转子加工精度高。

(12) 泄漏量大。

第二节 结构参数与工作容积

一、结构参数

1. 螺杆型线

螺杆型线直接影响螺杆压缩机输气量、效率和噪声。20 世纪 60 年代的 SRM 双边对称型线，在转子相互啮合时有一个较大的泄漏三角形，使相邻基元容积联通，引起较高压力基元容积气体向较低压力基元容积的内泄漏，使内压力升高。20 世纪 70 年代初期出现了单边非对称齿型，基本上消除了可泄漏三角形，而转子之间的接触线较长又使泄漏增加，但总的结果使容积效率得到了提高。为了使螺杆在相同端面面积和相同的转子长度下

有较大的输气量，必须增大型线的面积利用系数 C_n。

$$C_n=(f_{01}+f_{02})Z_1/D_0^2 \tag{5-1}$$

式中 f_{01}、f_{02}——阳、阴转子齿间面积，m^2；

Z_1——阳转子齿数(当阳转子为主动转子时)；

D_0——阴、阳转子的算术平均直径。

随着螺杆压缩机的发展，先后出现 X 型线(图 5-3*a*)、GHH 公司的 CF 型线(图 5-3*b*)、德国 Kaeser 公司的西格玛(Sigma)型线(图 5-3*c*)、日本日立的 α 型线、神户 β 型线、瑞典斯达尔(Stal)型线，极大地提高了螺杆压缩机的性能。

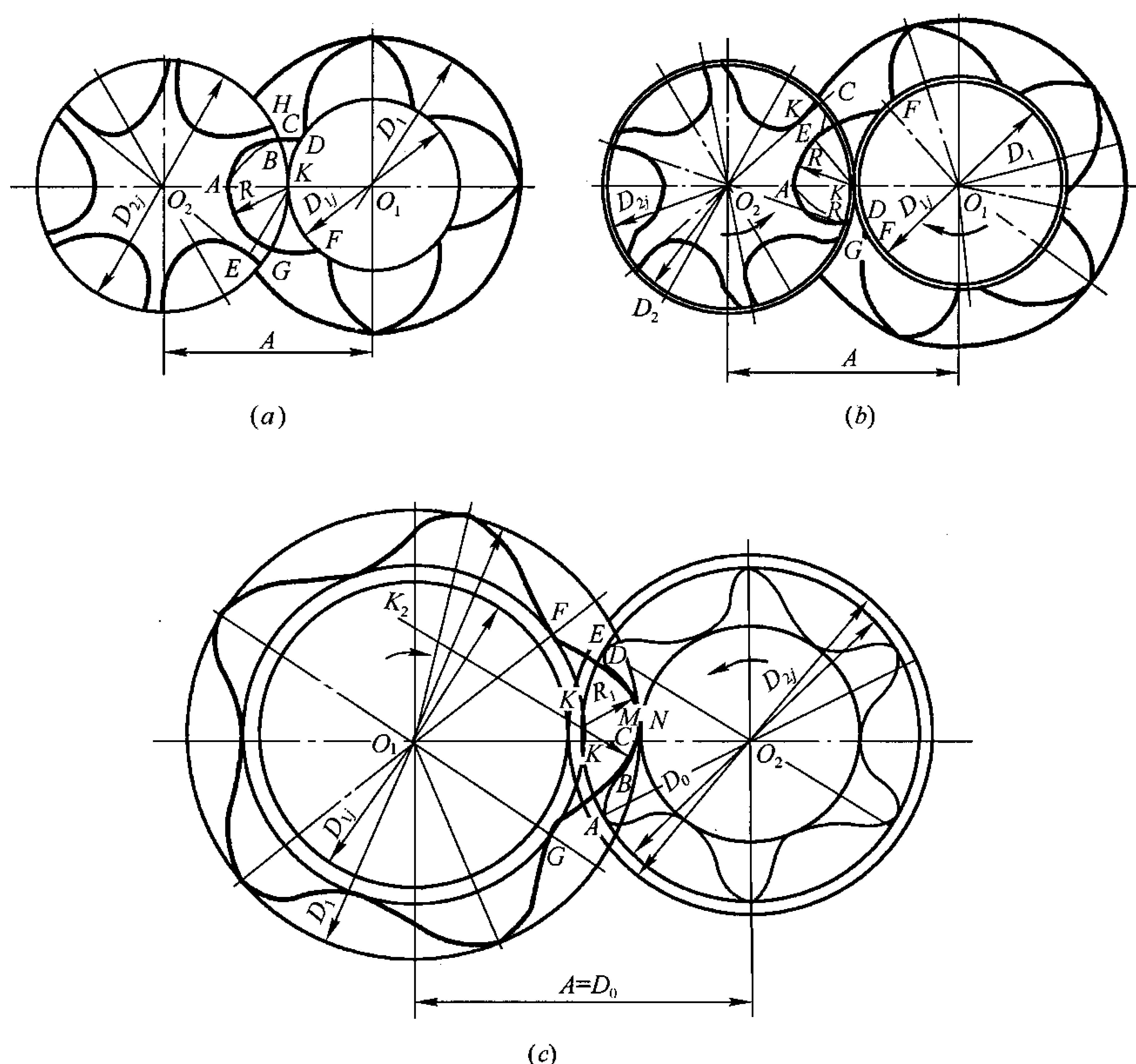


图 5-3 几种转子齿型

(*a*)X 型线；(*b*)GHH 公司 CF 型线；(*c*) 西格玛(Sigma)型线

2. 螺杆转子齿数

通常转子齿数愈少，在相同的转子长度和端面面积时，压缩机有较大的输气量。增加齿数，可加强转子的刚度和强度，同时使相邻齿槽间的压差减小，从而减小了泄漏，提高了容积效率。一般制冷螺杆压缩机的阴阳转子齿数比，过去常采用 6∶4。以后逐渐出现如 Sigma 、 CF 等齿型的 6∶5 齿数比。日立公司通过阴阳转子的齿数比为 5∶4 、 6∶4 、 6∶5、 8∶6 的对比研究，并经过试验及计算机模拟计算，证明 6∶5 时有较高的效率。但目前又出现瑞典斯达尔 S80 型压缩机采用 7∶5 和美国开利(Carrier)的 06T 型压缩机采用 7∶5齿数比。所以，齿数比研究还在深入下去。值得指出的是齿数比多少为好，是与型线、内压比、排气压力等密切相关的，对泄漏少的型线，并非齿数愈多愈好。

3. 螺杆转子长径比

螺杆转子长度 L 与其公称直径 D_N 之比，称为长径比 $\lambda(\lambda=L/D_N)$。当输气量不变时，降低长径比 λ，则转子公称直径 D_N 变大，提高了转子刚度和强度，而且轴向吸、排气孔口的面积变大，减少了吸、排气流动损失，提高了效率。增大长径比 λ，则转子直径 D_N 变小，可以减少气体作用在转子上的轴向力，改善了受力情况。一般 λ 值取 1～2.5 之间。

4. 螺杆转子的扭角和扭角系数

转子的扭转角表示转子上的一个齿从吸气端到排气端所扭转的角度，它表示转子上齿的扭曲程度。当转子的凸齿和凹齿的扭转角较大时，基元容积的一对相啮合的齿在排气端还未完全脱开，而在进气端却已开始与吸气口隔断，结果引起理论基元容积充气不足的现象，造成螺杆压缩机的输气量减少。

扭角系数 C_φ 就是用来衡量由于扭转角大小造成输气量减少程度的参数。当阳转子扭转角为 300°、270°时，C_φ 值分别为 0.97 和 0.985。

二、工作容积

1. 工作容积

$$V_s=C_nC_\varphi D_0^2Ln \tag{5-2}$$

式中 C_n——面积利用系数；

C_φ——扭角系数；

D_0——阴阳转子的平均直径，m；

L——阴、阳转子的长度，m。

2. 容积效率

影响螺杆压缩机容积效率的因素主要有压力损失、温度损失和泄漏损失。对于螺杆压缩机，由于没有吸、排气阀，因此由实测可知，其压力损失极小。一般喷油螺杆压缩机，其被压缩气体在压缩过程中得到油的冷却，排气温度一般在 90℃以下，使整机的温度水平很低，故吸入气体被加热程度也较小。至于泄漏损失则决定于螺杆型线的特点、阴阳转子间的间隙、转子与气缸及端盖间的间隙等，随着吸、排气压力差的增加而增加，喷油还可以起到密封作用。

图 5-4 示出了使用 R22 、R717 工质的螺杆压缩机，在不同内容积比 V_i 时，容积效率

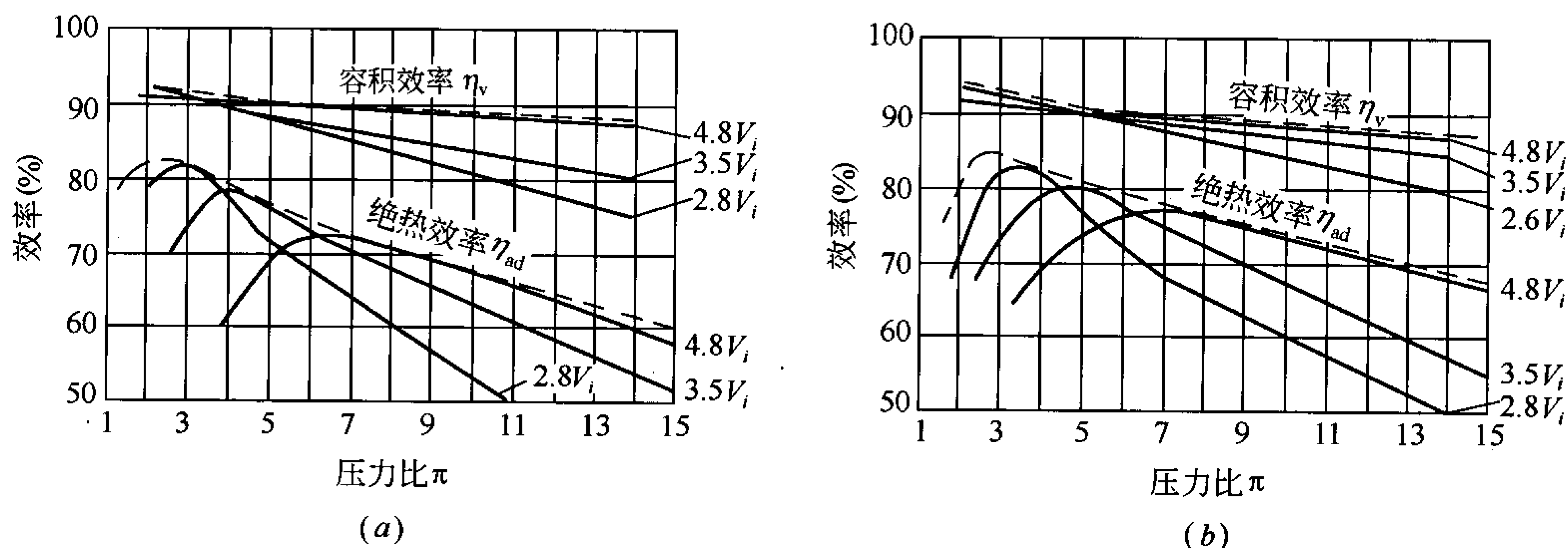


图 5-4 螺杆压缩机的效率曲线

(a)R22；(b)R717

-------- 可变内容积比 ——— 固定内容积比

η_v 与压力比 π 之间的关系。

第三节　容量调节与内容积比调节

一、容量调节

螺杆压缩机最常用的输气量调节方法是在两转子之间设置一个轴向可以移动的滑阀（图 5-5）。当滑阀作轴向移动时，则在转子的径向形成了一旁通孔，使已吸入螺杆的气体不经压缩而通过旁通孔回流到吸气腔，这相当于减小了转子的有效长度。滑阀轴向移动距离越大，旁通孔越大，气体的回流量也越大，这样压缩机的输气量就相应的减小得越多。

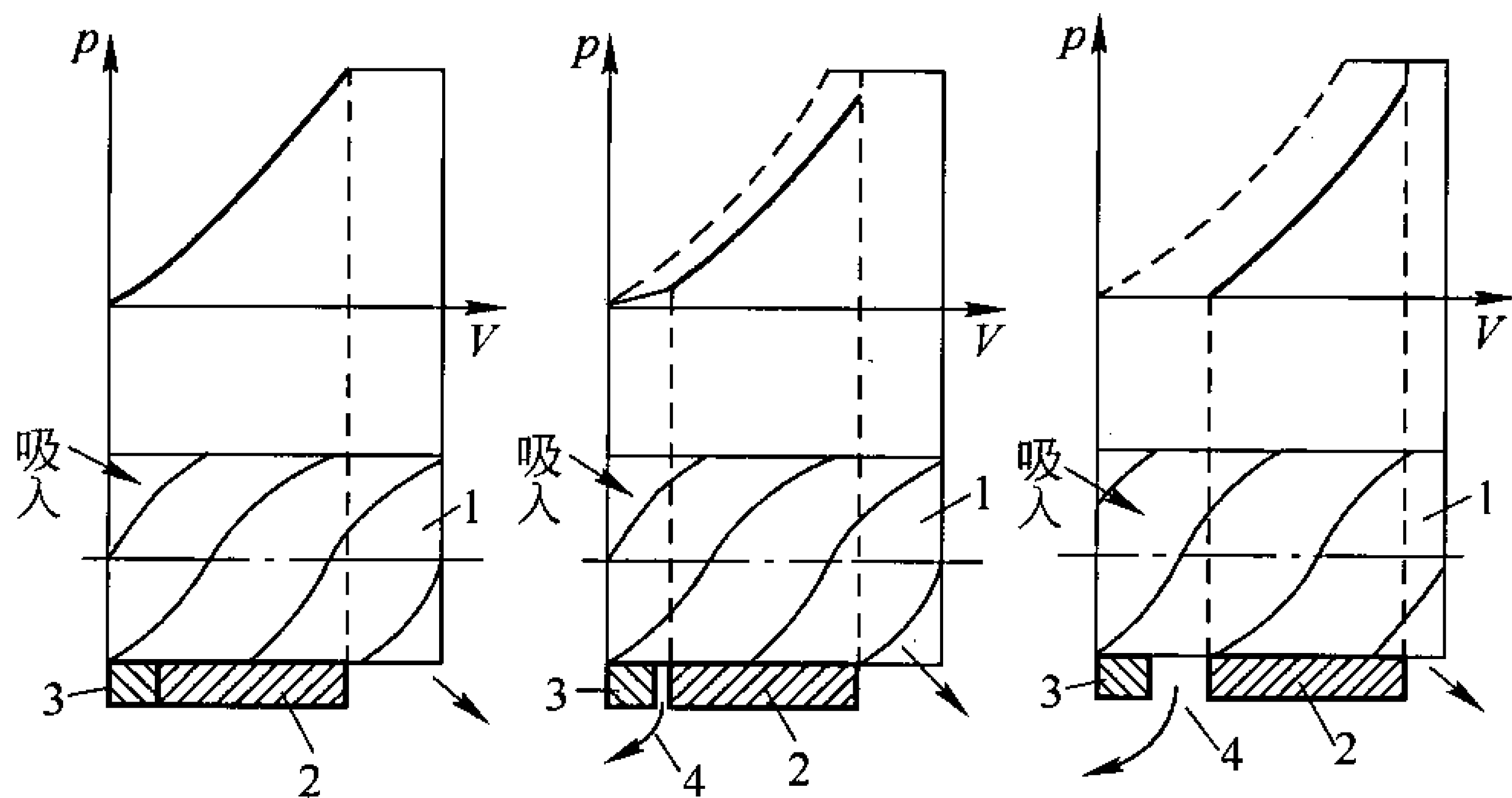


图 5-5　滑阀调节输气量的原理图

1—转子；2—滑阀；3—滑阀固定部分；4—旁通口

滑阀调节输气量几乎可在 10%～100%的范围内连续地进行。调节过程中，功率与输气量在 50%以上，负荷运行几乎是正比例关系；50%以下，性能系数则相应会大幅度下降，显得经济性较差。滑阀的移动由油泵供油推动油活塞来带动控制。

另一种调节螺杆压缩机输气量的方法是采用多个塞柱阀调节。图 5-6 中有 3 个塞柱阀，当需要减少输气量时，将塞柱阀 1 打开，基元容积内一部分制冷剂气体就旁通到吸气口。当需要输气量继续减少，则将塞柱阀 2 再打开。利用塞柱阀的启闭实现输气量的有级调节。塞柱阀的启闭可用油压通过电磁阀来实现。塞柱阀调节输气量的调节负荷为 75%、50%、25%等。这种调节方法在小型、紧凑型螺杆压缩机中可以看到。

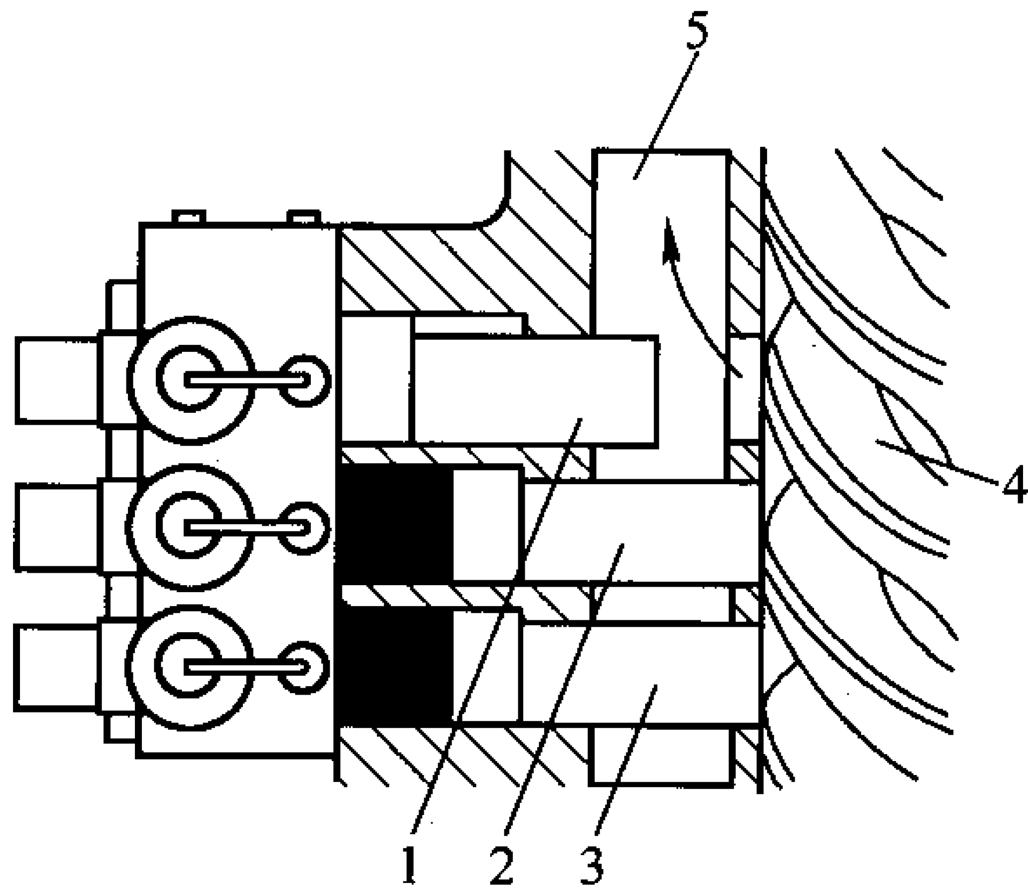


图 5-6　塞柱阀的输气量调节原理

1、2、3—塞柱阀；4—转子；5—回流通道

采用滑阀或塞柱阀机构，除了能调节输气量大小外，还具有卸载启动的功能，使压缩机在空载或低负荷下启动，改善了启动条件。

通常用户总是根据既定工况下的最大制冷量来选定压缩机的容量。然而在使用过程中，会因种种原因要求改变压缩机的输气量，使之与实际耗冷量相适应，从而达到使蒸发温度在要求范围内波动并经济运行的目的。

二、内容比调节

由于工况的改变，螺杆压缩机内压缩终了的内压力 p_2 往往同排气腔内的压力 p_d 不等，造成了等容压缩或等容膨胀的额外功耗。为了节约能源，减少损失，就有必要对容积比进行调节，使得 p_2 等于 p_d，以适应螺杆压缩机在不同工况下的高效运行。

内容积比的调节种类很多，早期生产厂商根据压缩机应用中的常用工况要求，提供不同内容积比的机器供选择，即通过更换大小不同的径向排气孔口的滑阀，以适应不同的内容积比的要求。但是，对于工况变化频繁的系统，就必须采用内容积比随工况变化而进行无级自动调节。图 5-7 是德国寇尔奥托马塔(Kühlautomat)公司采用滑阀无级调节内容积比的机构，图中输气量调节滑阀 1 和内容积比调节滑阀 2 都能左右独立移动。滑阀 1 同油活塞 6 连成一体，通过油孔 5 和 7 进出油推动油活塞 6，实现滑阀 1 左右移动而控制油孔 4 的排油出油，使作用在油活塞 3 上的油压力与气体加弹簧力的合力差，推动滑阀 2 左右移动。在进行内容积比调节时，内容积比调节滑阀 2 被推向左边移动，使紧靠着它的滑阀 1 也向左边移动，则排气孔缩小，内容积比增大；反之，向右移动，则内容积比缩小。进行输气量调节时，滑阀 1 向左移动，滑阀 2 不动，两滑阀间形成一个旁通孔，制冷剂气体通过旁通孔回流至压缩机吸气腔，使输气量减少。

图 5-8 是瑞典 Stal-mini-S20 型螺杆压缩机的内容积比调节机构，调节系统将内容积比分高低两档。它与滑阀连续容积调节相比，理论上效率有所降低，但由于系统简单可靠，不受输气量调节影响，该两档调节在实际运行中的总效率比滑阀连续调节高。调节装置由一个控制活塞机构 1、油活塞 2 和内容积比调节滑阀 3 组成。控制活塞机构与压缩机高、低压腔分别相连，并受其作用而根据工况参数所对应的压力变化，打开或关闭控制油活塞位置的液压油路。当需要在高内容积比下工作时，高压油路作用，将使内容积比调节滑阀推上(图 5-8(*a*))，缩小了排气道口，即使压缩气体推迟了与排气通道联通的位置，形成了

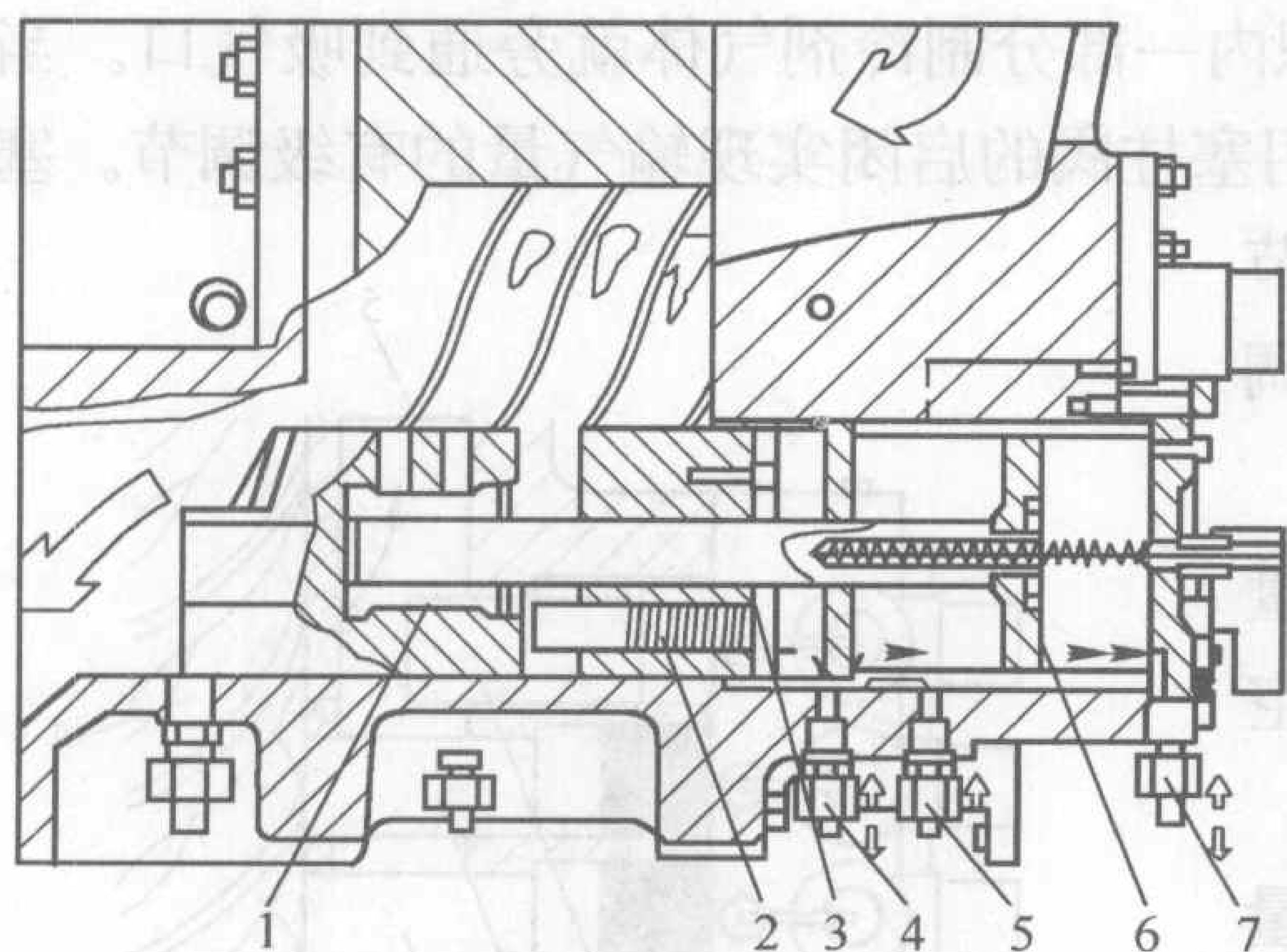


图 5-7　螺杆压缩机的内容积比调节机构

1—输气量调节滑阀；2—内容积比调节滑阀；3、6—油活塞；4、5、7—进出油孔

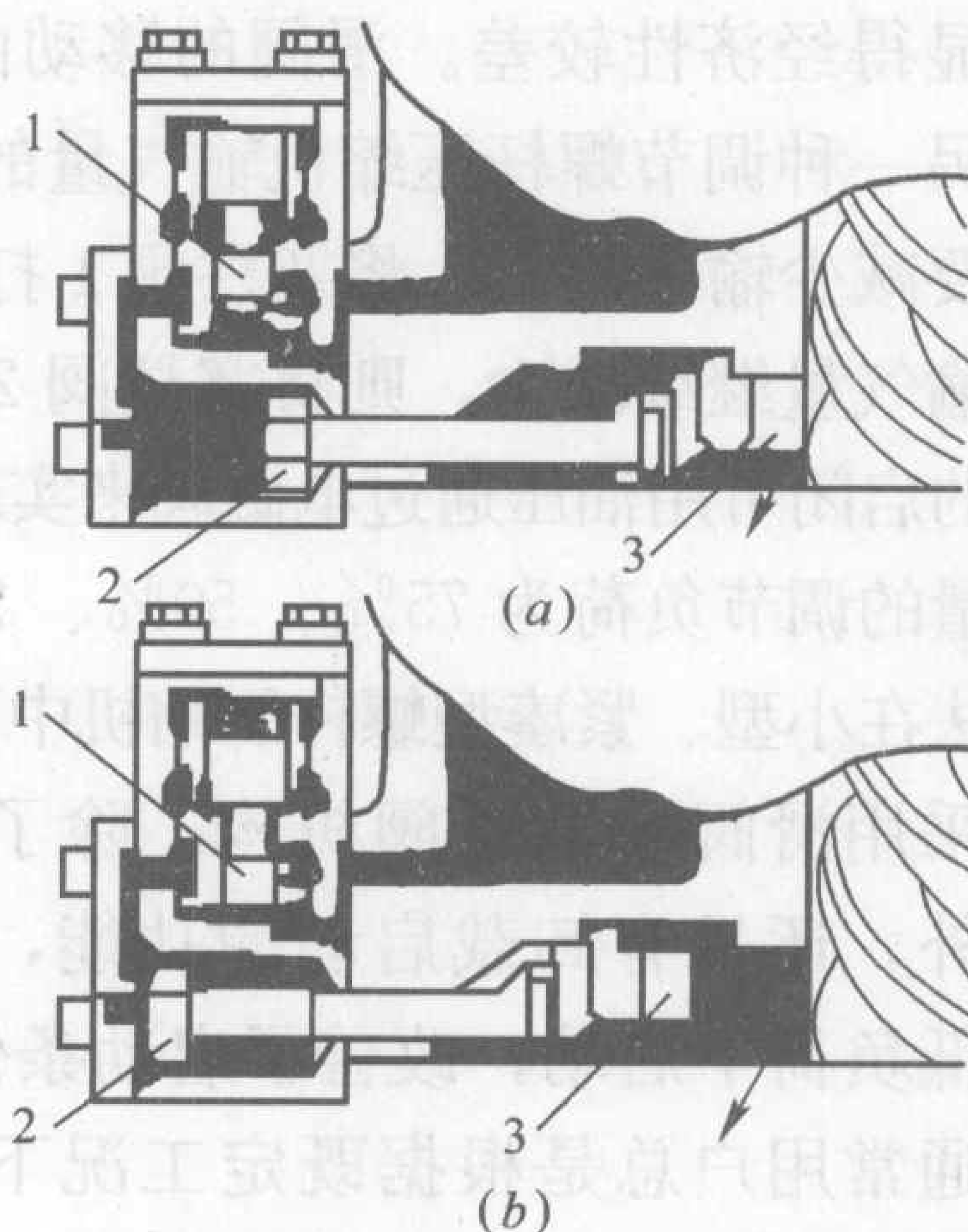


图 5-8　Stal-mini-S20 型螺杆压缩机的内容积比调节机构

(*a*)调节滑阀推上；(*b*)调节滑阀退下

1—控制活塞机构；2—油活塞；3—内容积比调节滑阀

高内容积比；反之，高压油排出，使内容积比调节滑阀退下(图 5-8(*b*))，提早了压缩气体与排气通道联通的位置，实现了低内容积比运行。

第四节　机组系统与经济器流程

一、机组系统

目前螺杆制冷压缩机绝大多数采用喷油式，即在工作过程中，向气缸内喷入一定数量的冷冻油。喷油具有冷却、密封、润滑、降噪等作用。

喷油式螺杆制冷机的油路系统见图 5-9。由压缩机排出的汽油混合物进入一次油分离器 8，经油分离后油从底部流出，经油粗过滤器 9 滤去杂质后，被油泵 10 吸入，排至油冷却器 12，在其中被冷却水冷却后，经油精过滤器 13 送至油分配总管 14，分别送入轴封装置、滑阀喷油孔、前后主轴承、平衡活塞和四通电磁换向阀(能量调节机构的一部分)。送入轴封装置、前后主轴承、四通电磁换向阀的油，经机体内油孔返回到低压侧。进入气缸内的油(滑阀喷油)，与蒸气混合排至一次油分离器 8 后，分离出来的油供再次循环使用。从一次油分离器 8 出来的汽油混合物，再经过二次油分离器 5 后，气体排向制冷系统的冷凝器，而油则经过回油过滤器 7 过滤，节流后返回压缩机的低压侧。

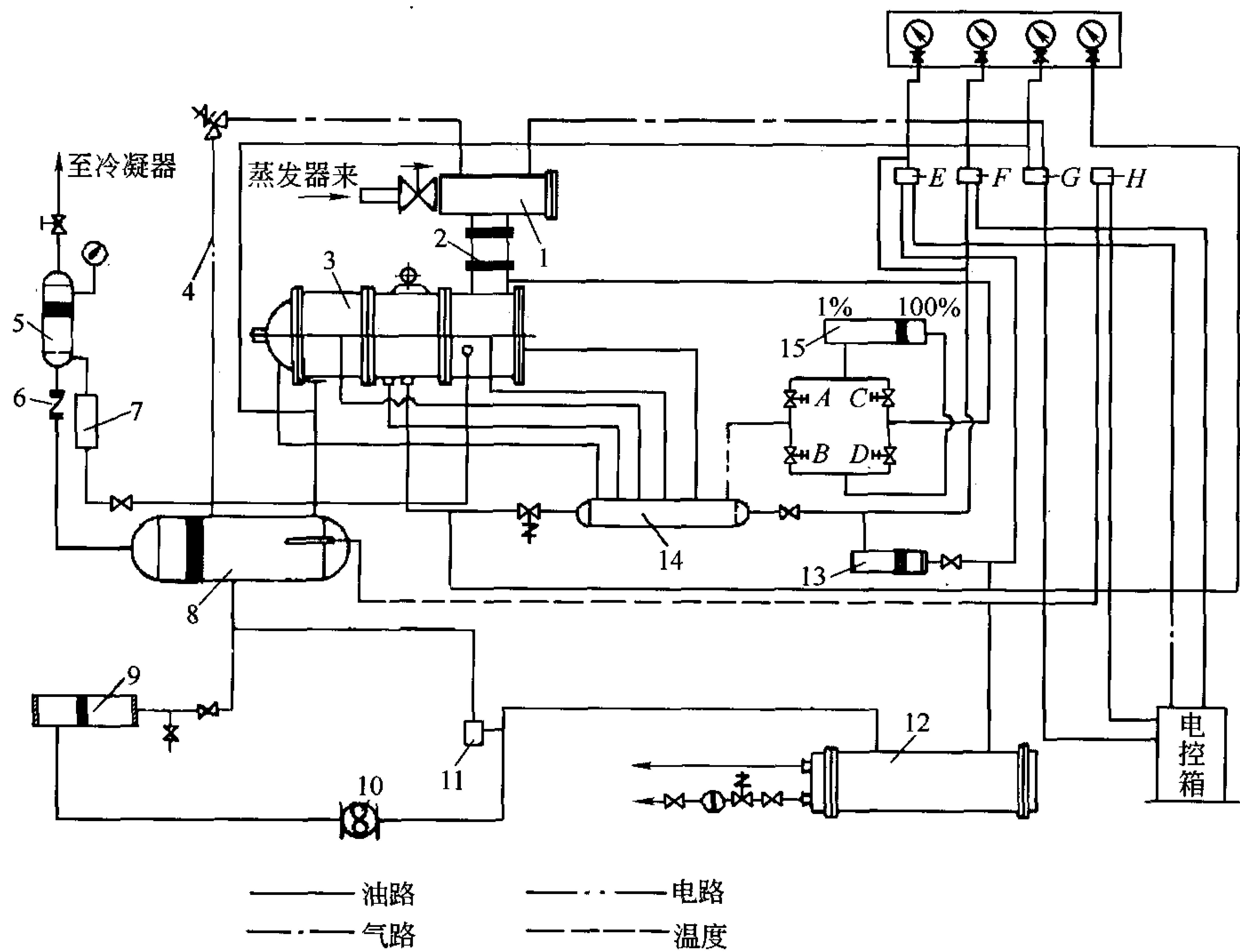


图 5-9　喷油式螺杆制冷机油路系统

1—吸气过滤；2—吸气止逆阀；3—螺杆压缩机；4—旁通管；5—二次油分离器；6—排气止逆阀；7—回油过滤器；8—一次油分离器；9—油粗过滤器；10—油泵；11—油压调节器；12—油冷却器；13—油精过滤器；14—油分配总管；15—油缸；*E*、*G*—压差控制器；*F*—压力控制器；*H*—温度继电器；*A*、*B*、*C*、*D*—四通电磁换向阀

喷油式螺杆制冷压缩机，由于喷油量较大，给系统带来了一定的复杂性，系统中必须增设一套庞大的油处理设备，另外还需要增设油压及油温保护等自控元件，使整个机组显得较为笨重。为了简化油处理系统的结构和尺寸，可采用喷液体制冷剂的方式来部分取代向气缸内喷油，即在压缩机的某一中间孔口位置，将制冷剂液体和油以一定比例混合后，喷入压缩机的转子中，以减少向压缩机气缸中的喷油量，使处理系统得以简化和缩小处理设备的尺寸。

近年来开发的半封闭和全封闭式螺杆制冷压缩机，采用吸、排气腔之间的压差润滑系统，由压差供油进行润滑、喷油冷却和驱动滑阀，取消了油泵和油冷却器等设备，在排气孔口的下部，设有筛网式的多层油过滤器和挡油板，使制冷剂中夹带的油及时分离出来，分油效率高达 99.5%。分离出来的油滴排入油槽。由于压差润滑系统大为简化，因而获得广泛应用。

二、经济器系统

螺杆压缩机具有单向压缩的特点，因此在吸气结束后，在气缸的适当位置上可以开设补气孔，而不影响螺杆压缩机原来的吸气量，补气口可与经济器相连，组成带经济器的制冷循环。图 5-10 示出带经济器的螺杆一级节流制冷循环流程。高压汽油混合物由压缩机 1 排出，经油分离器 2 将油分离后，制冷剂蒸气进入冷凝器 3 冷凝成液体后，流入贮液器 4。从贮液器出来的液体分成两路：一路在中间冷却器 6 的盘管内过冷，然后经节流阀 7 节流降压后，进入蒸发器 8，在蒸发器中蒸发(制冷)，产生的蒸气由压缩机 1 的吸入口吸入；另一路经节流阀 5 节流到中间压力后，进入中间冷却器 6，在其内蒸发，使盘管内的高压液体制冷剂过冷，蒸发产生的蒸气进入压缩机的中间孔口，流进接触线已封闭的基元容积内，继续被压缩，然后从压缩机排出。这样，由于液体过冷而使循环的单位制冷量增加，而进入已封闭的基元容积内的气体，并不影响压缩机的吸气量，因此它可使循环的总制冷量增加。当然带经济器后，压缩机的耗功也有所增加。试验证明，制冷量增加的速率高于耗功增加的速率，因此提高了带经济器的螺杆压缩机的制冷系数(见图 5-11)。

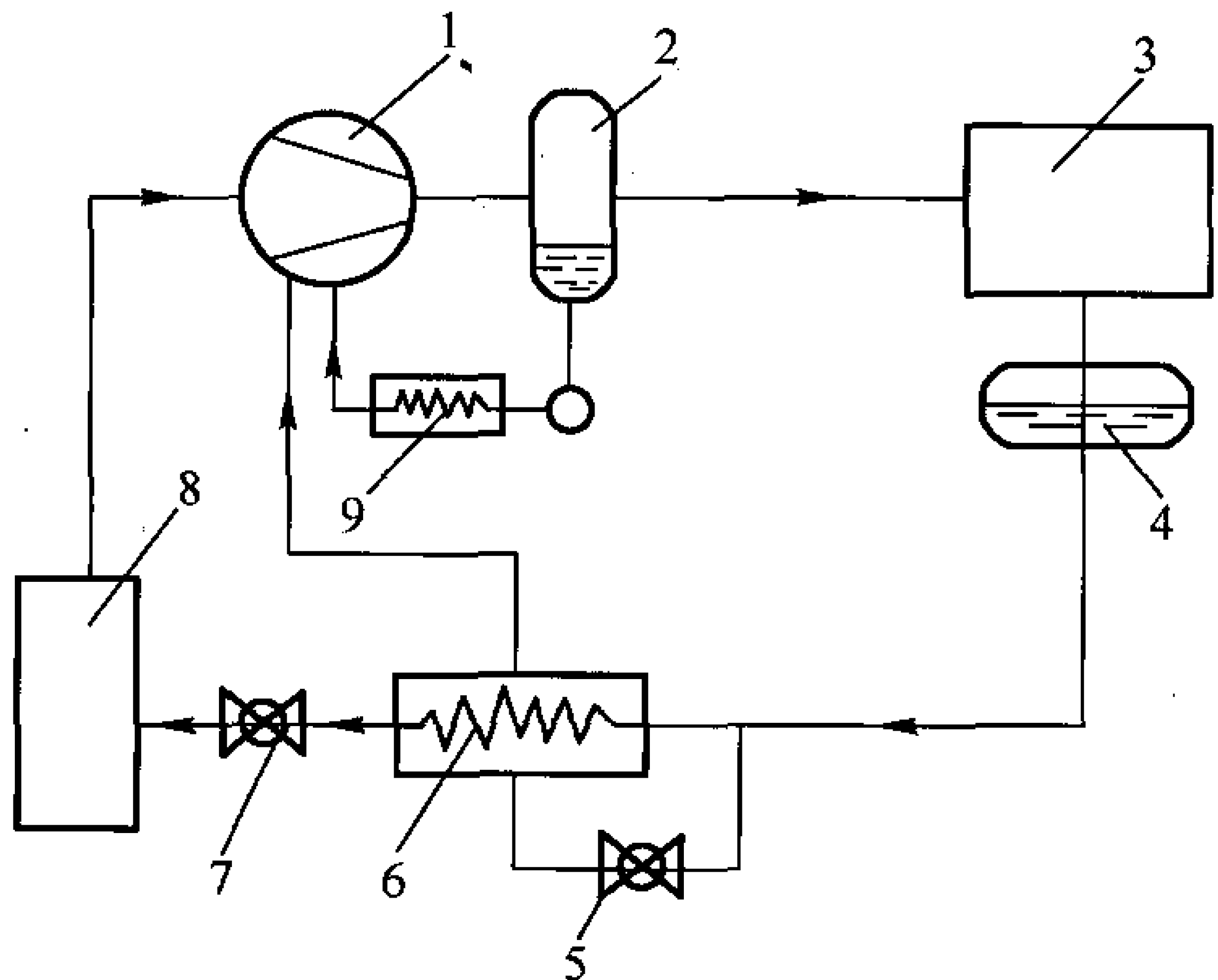


图 5-10 带经济器螺杆一级节流制冷循环流程图

1—压缩机；2—油分离器；3—冷凝器；4—贮液器；5、7—节流阀；6—中间冷却器；8—蒸发器；9—油冷却器

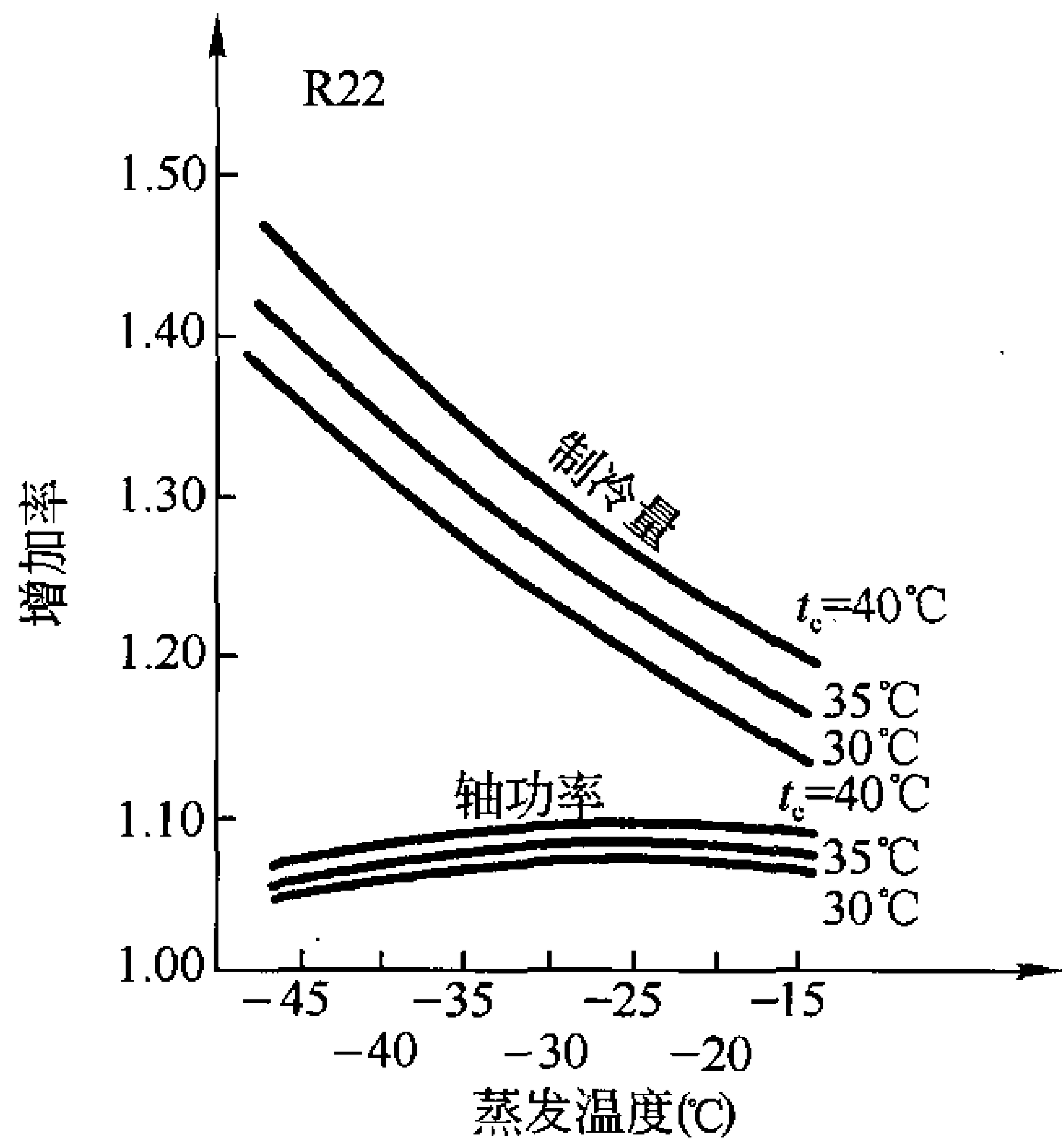


图 5-11 带经济器螺杆与单级螺杆制冷机的性能比较

第五节 典型产品及其特性

一、开启式结构

双螺杆压缩机于1960年左右被引入到制冷空调领域，其最初的主要结构保留了空气压缩机的结构，即采用开启式结构。压缩机部分与电机部分通过联轴器连接，主动转子轴伸出压缩机，采用机械密封，防止制冷剂和润滑油的泄漏。

图5-12为开启式压缩机的外形图，其左侧为主动阳转子的轴，用于与电动机连接，右侧伸出部分为能量调节与指示装置。开启式压缩机的具体结构可以参见图5-13的剖视图。

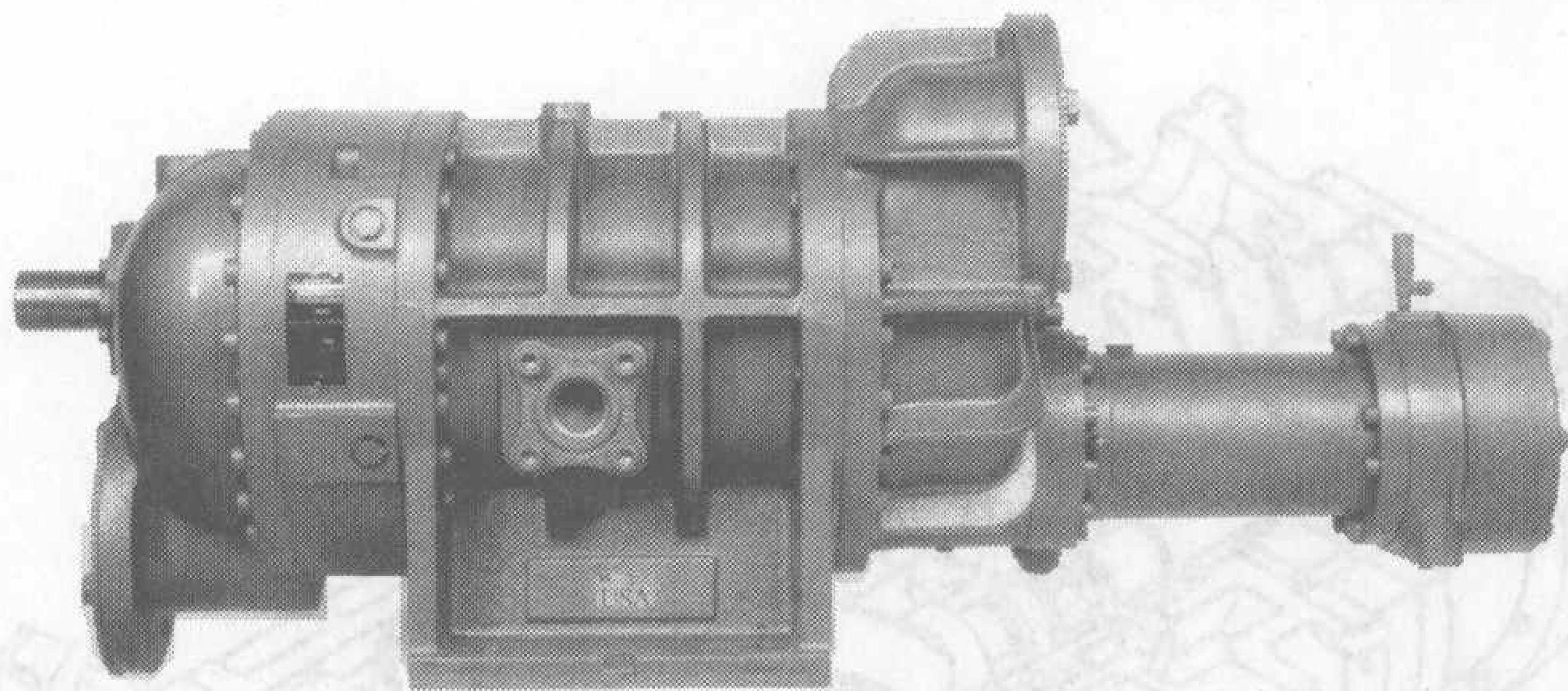


图5-12 开启式螺杆压缩机的外形图

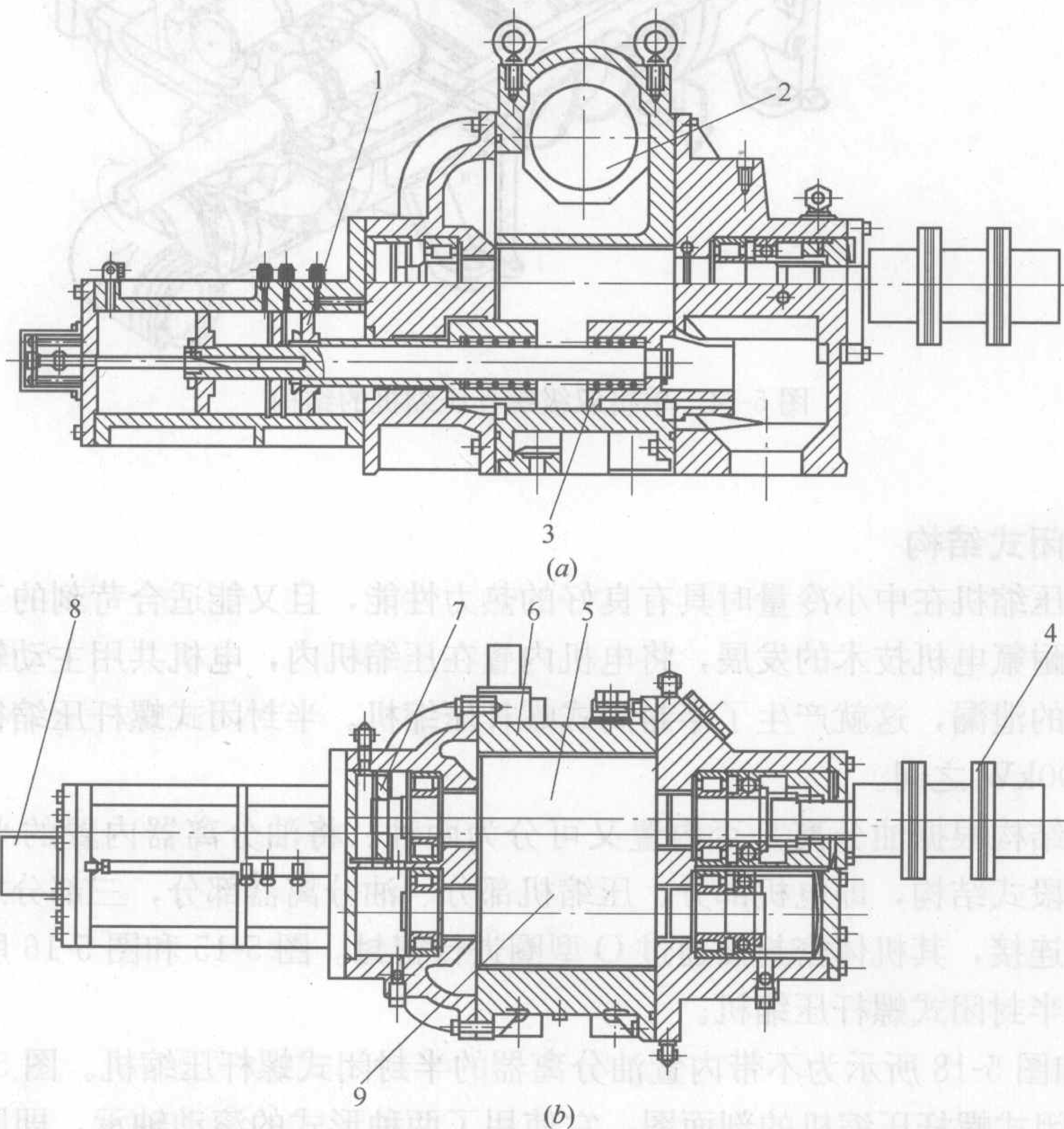


图5-13 开启式螺杆压缩机剖面图

1—油活塞；2—吸气过滤网；3—滑阀；4—联轴器；5—阳转子；6—机体；7—平衡活塞；8—能量测定装置；9—阴转子

开启式压缩机目前在中央空调领域应用较少，主要是考虑到轴封处的密封问题无法根本解决，维护工作量较大。目前开启式压缩机主要应用在工业冷冻领域。冷冻产品的蒸发温度很低，所需的冷量较大，需要大型的螺杆压缩机。随着压缩机负荷和排气量的增大，滚动轴承无法从结构上满足承载的需要，故多采用承载能力大的滑动轴承或与滚动轴承相结合的方式，有时还需要配备平衡活塞，以满足压缩机安全可靠地运行。根据流体动压理论，使用滑动轴承必须保证有足够的油压和流量，以建立合适的动压油膜，保证压缩机安全运行，故在使用开启式螺杆压缩机时，一般必须配备油泵系统和油冷却系统。

图 5-14 为研制的单机两级开启式螺杆压缩机，用电动机直接驱动低压级的阳转子，通过它再驱动高压级的阳转子。一般冷冻冷藏用的机器，高、低压级容量比为 1∶3，也可以为 1∶2，当然，根据工况运转要求，还可以有多种容积比组合。

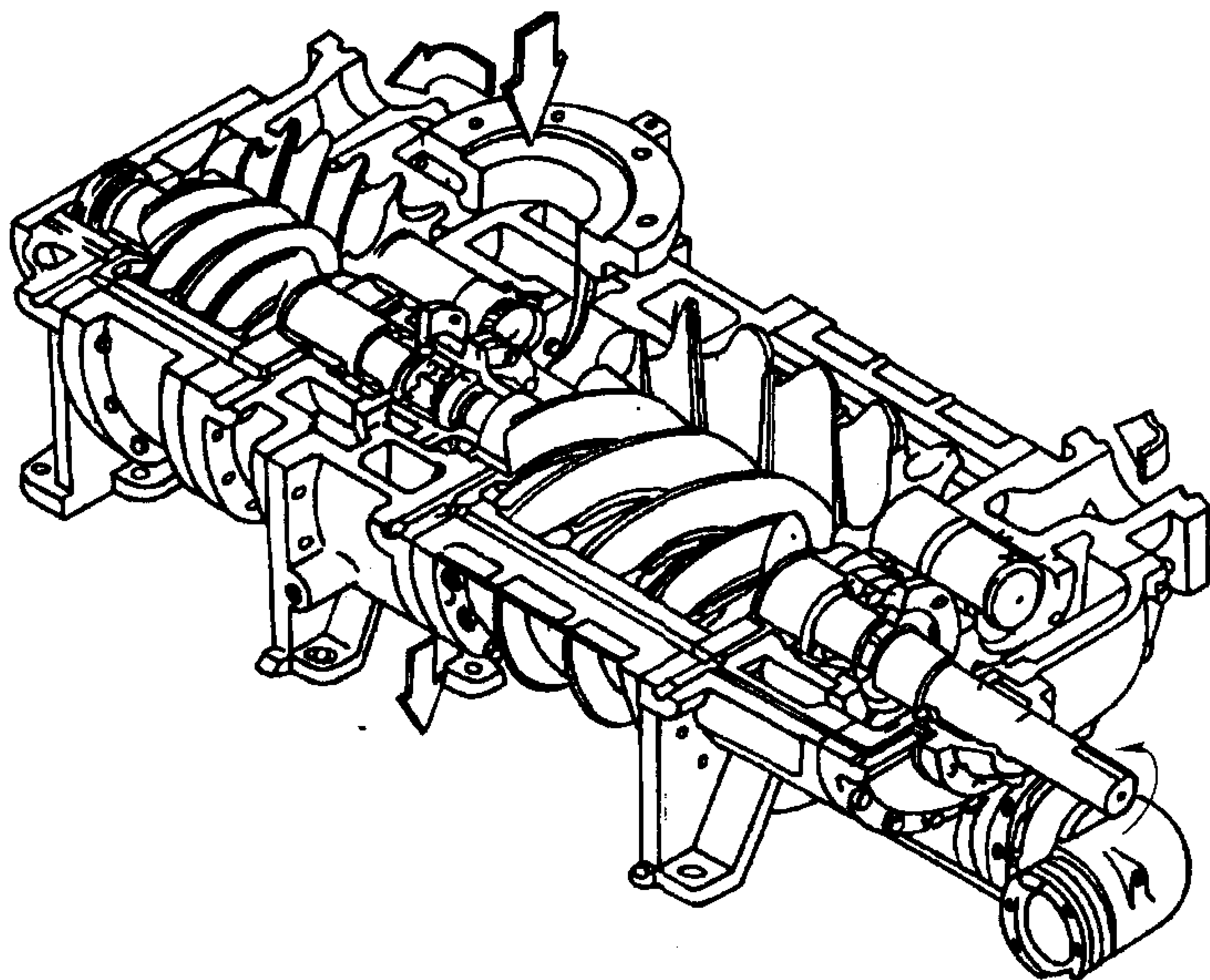


图 5-14　单机双级螺杆压缩机的结构

二、半封闭式结构

由于螺杆压缩机在中小冷量时具有良好的热力性能，且又能适合苛刻的工况变化，运行可靠。随着耐氟电机技术的发展，将电机内置在压缩机内，电机共用主动转子轴以解决轴封可能存在的泄漏，这就产生了半封闭式螺杆压缩机。半封闭式螺杆压缩机的额定功率一般在 10～100kW 之间。

半封闭式结构根据油分离是否内置又可分为两种。将油分离器内置的半封闭式压缩机，通常是三段式结构，即电机部分、压缩机部分、油分离器部分，三部分之间通过带法兰的铸铁机体连接，其机体密封面通过 O 型圈进行密封。图 5-15 和图 5-16 所示即为带内置油分离器的半封闭式螺杆压缩机。

图 5-17 和图 5-18 所示为不带内置油分离器的半封闭式螺杆压缩机。图 5-17 是开利公司 23XL 半封闭式螺杆压缩机的剖面图。它使用了两种形式的滚动轴承，即圆柱滚子轴承和角接触球轴承，其中圆柱滚子轴承承受径向力，角接触球轴承承受轴向力和径向力。阳转

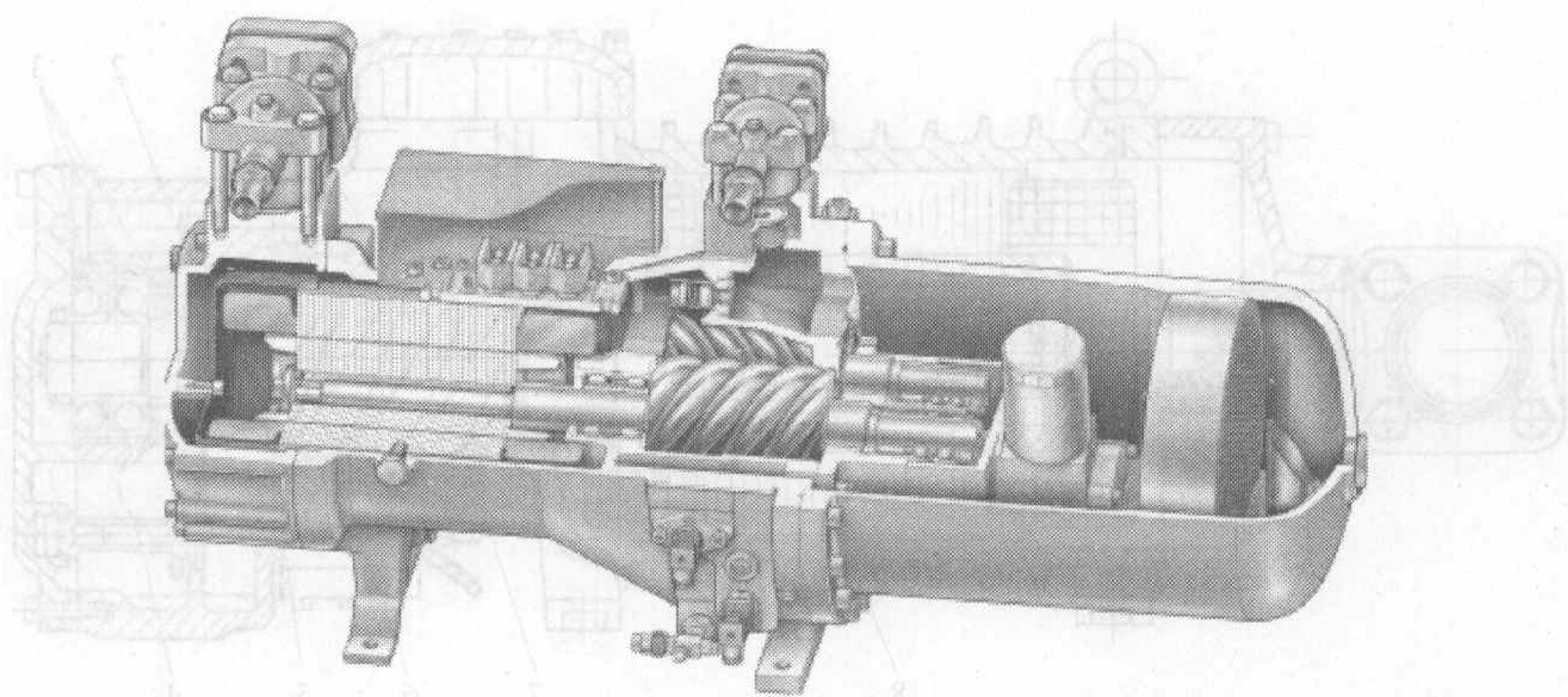


图 5-15　带内置油分离器半封闭式螺杆压缩机的立体图

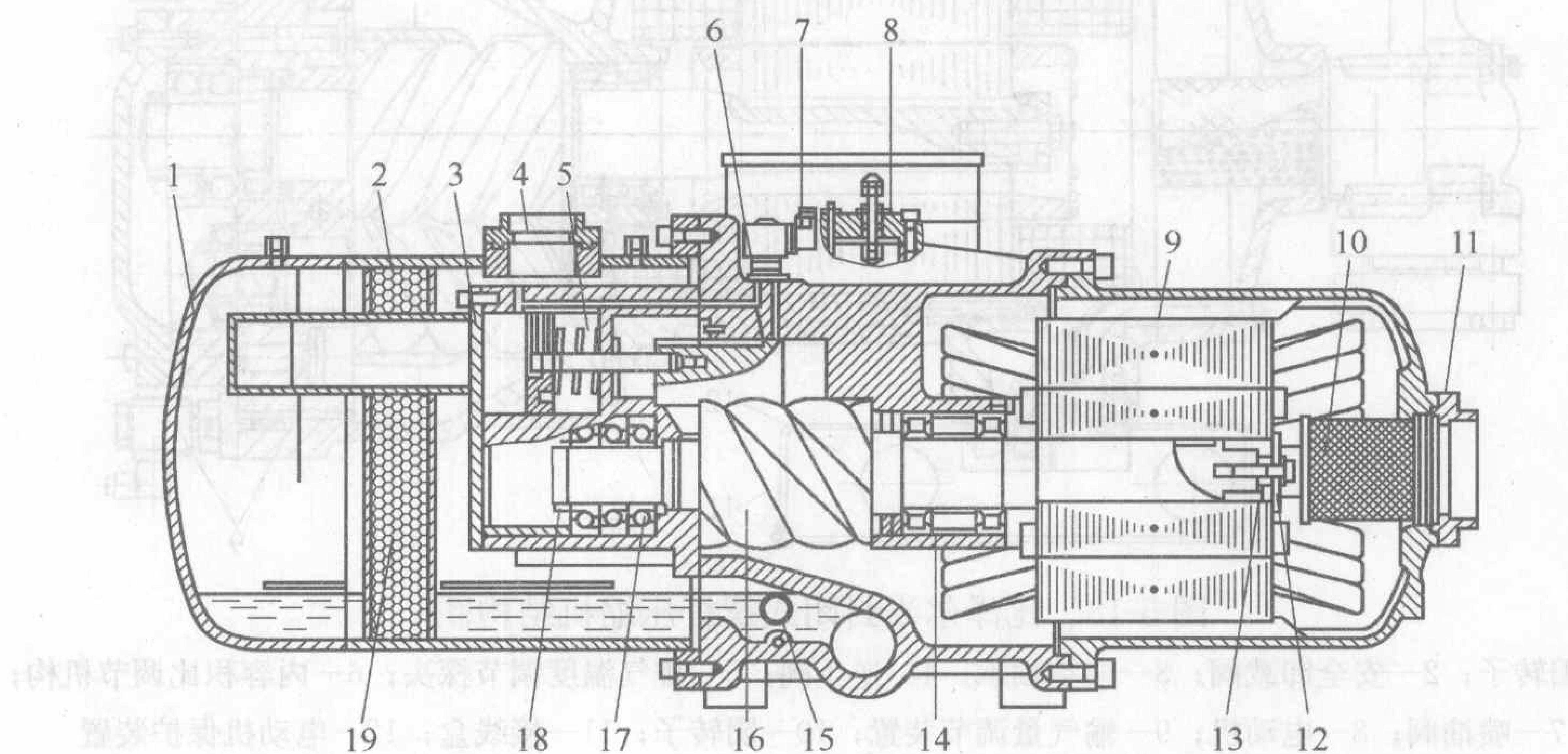


图 5-16　带内置油分离器的半封闭式螺杆压缩机结构图

1—油分离器；2—排气管；3—排气端盖；4—排气连接法兰；5—容量调节活塞组件；6—容量调节滑块组件；7—容量调节电磁阀；8—接线盒；9—电动机；10—进气过滤器；11—进气连接法兰；12—电动机转子固定挡块；13—阳转子电动机端间隙环；14—吸气端轴承；15—加热器；16—阳转子；17—排气端轴承；18—轴承螺母；19—滤网

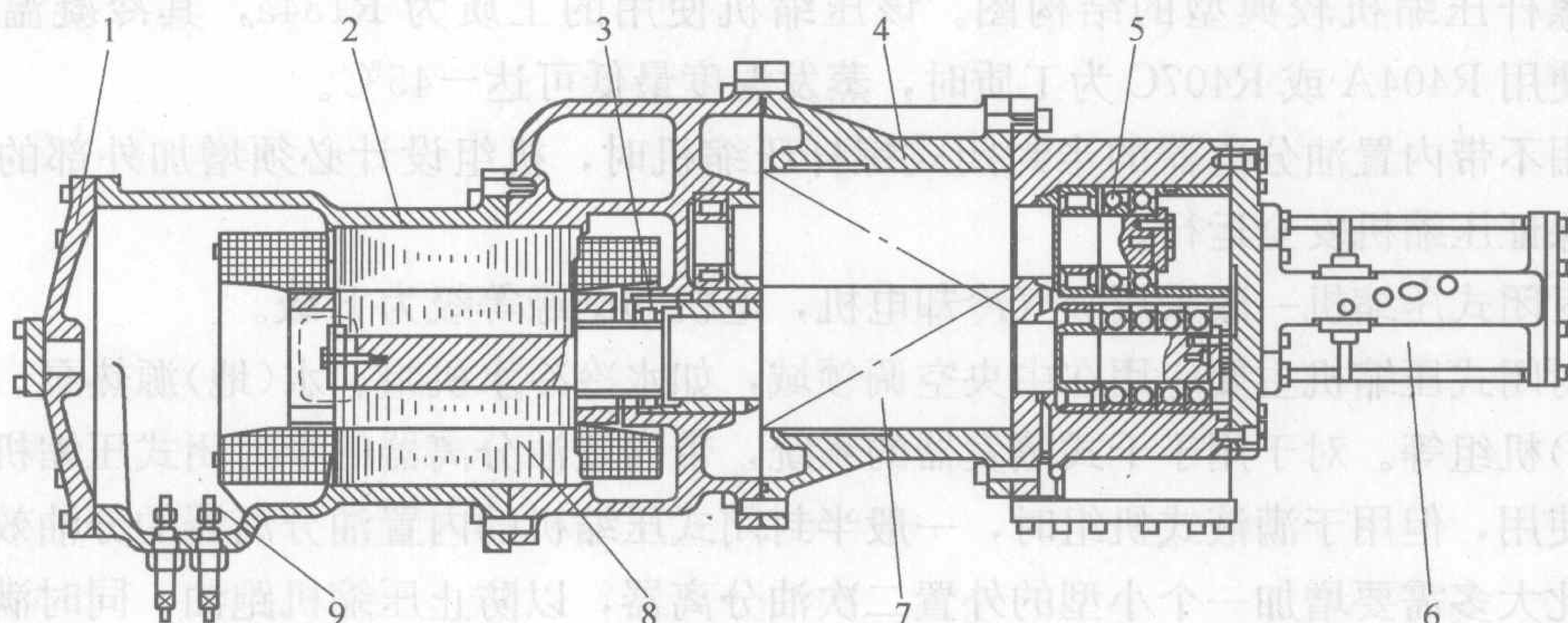


图 5-17　开利 23XL 半封闭式螺杆压缩机

1—电动机端盖；2—电动机壳体；3—圆柱滚子轴承；4—转子壳体；5—角接触球轴承；6—卸载机构；7—转子；8—电动机；9—接线柱

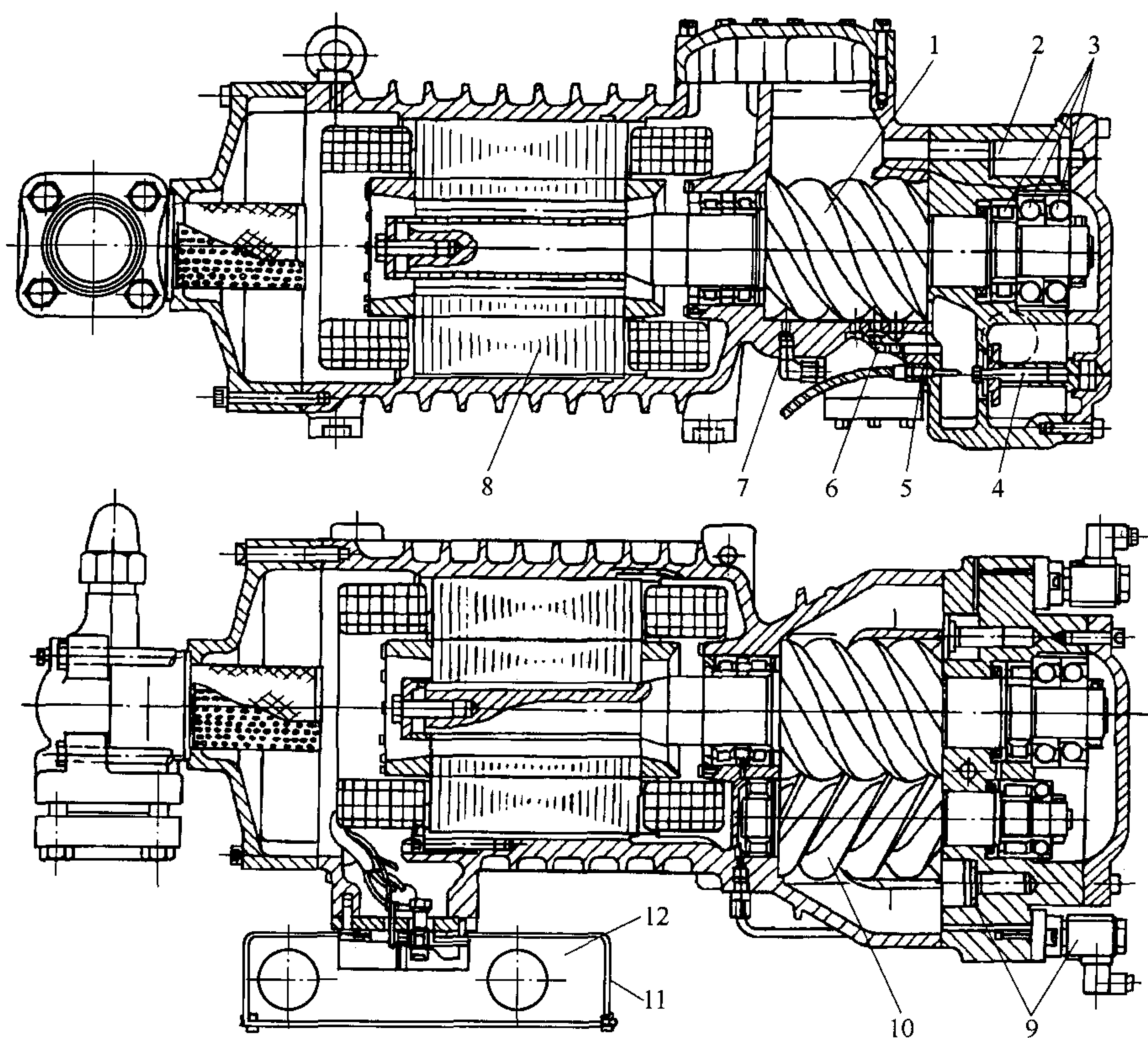


图 5-18　比泽尔半封闭式螺杆压缩机结构图

1—阳转子；2—安全卸载阀；3—滚动轴承；4—逆止阀；5—排气温度调节探头；6—内容积比调节机构；7—喷油阀；8—电动机；9—输气量调节装置；10—阴转子；11—接线盒；12—电动机保护装置

子吸气侧布置一个圆柱滚子轴承，排气侧布置一个圆柱滚子轴承和四个角接触球轴承，以承受较大的轴向力；阴转子吸气侧布置一个圆柱滚子轴承，排气侧布置一对角接触球轴承，以承受较大的轴向力。由于全部采用了对润滑不敏感的滚动轴承，故 23XL 型冷水机组中不设油泵，而通过排气压力来喷油和润滑。图 5-18 所示为比泽尔公司开发的单级半封闭式螺杆压缩机较典型的结构图。该压缩机使用的工质为 R134a，其冷凝温度可达 70℃，使用 R404A 或 R407C 为工质时，蒸发温度最低可达－45℃。

应用不带内置油分离器的半封闭式螺杆压缩机时，机组设计必须增加外部的油分离器，以保证压缩机安全运行。

半封闭式压缩机一般采用吸气冷却电机，电机的绝缘等级为 F 级。

半封闭式压缩机主要应用在中央空调领域，如水冷冷水机组、水(地)源热泵、风冷冷水(热泵)机组等。对于用于干式蒸发器的系统，带内置油分离器的半封闭式压缩机一般可以直接使用，但用于满液式机组时，一般半封闭式压缩机的内置油分离器的分油效率还不够，因此大多需要增加一个小型的外置二次油分离器，以防止压缩机跑油。同时满液式蒸发器配备回油引射器，将蒸发器内的润滑油抽回到压缩机吸气口，再通过压缩过程带回到内置油箱内。半封闭式压缩机一般使用滚动轴承，压缩机电机为两极电机，转速不高，故通常不需要配置油泵，而通过系统高低压差供油。

三、全封闭式结构

对于螺杆压缩机，近年来随着技术的发展，出现了全封闭螺杆压缩机结构，即在原有半封闭式的基础上增加了一个密封的钢质外壳，其目的是进一步减少压缩机产生泄漏的几率。图 5-19 所示即为使用在中央空调领域的一种全封闭螺杆压缩机，除了全封闭结构外，其还采用了立式螺杆结构，完全不同于常规的开启式、半封闭式的卧式结构。立式结构缓解了螺杆转子、电机转子的自重在卧式布置方案中可能产生的偏心。另外，此种压缩机的电机布置在排气侧，通过排气冷却电机，电机采用了 H 级耐高温绝缘技术，提高了电机的可靠性。图示的立式结构减少了螺杆转子的轴向受力，同时轴承应用了特殊材料和工艺以承受较大载荷，因此轴承的运转寿命在高转速时得到了有效提高，使机器运转可靠；润滑系统改用排气压差供油，省去了液压泵；油分离器与电机布置在同侧，冷却过电机的油气混合物通过内置油分离器分离，制冷剂从顶部排气口排出，油通过重力流到下部的油槽内。此类全封闭立式压缩机的单机制冷量可达 140～920kW。

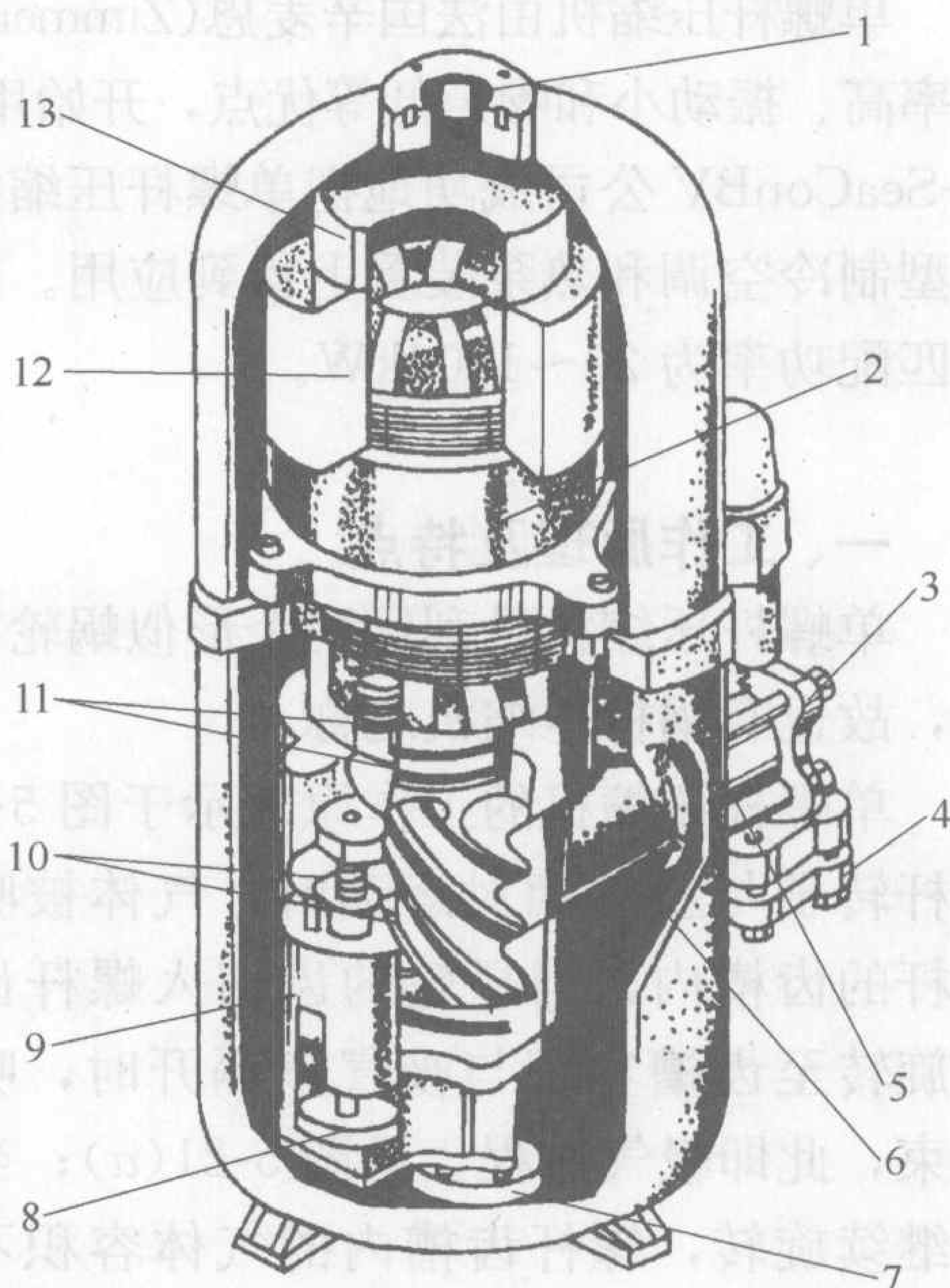


图 5-19 空调用全封闭螺杆压缩机

1—排气孔口；2—内置电动机；3—吸气截止阀；4—吸气口；5—吸气止回阀；6—吸气过滤网；7—滤油器；8—容量调节活塞；9—调节滑阀；10—阴阳转子；11—主轴承；12—油分离环；13—挡油板

图 5-20 所示为一种卧式结构的小型全封闭式压缩机，主要应用在列车空调系统中，其电机部分放置在吸气侧，钢制外壳内被机体分为高压和低压部分。电动机配用功率为 10～20kW，其结构特点是卧式布置，不设输气量调节滑阀，采用电动机变频调节。

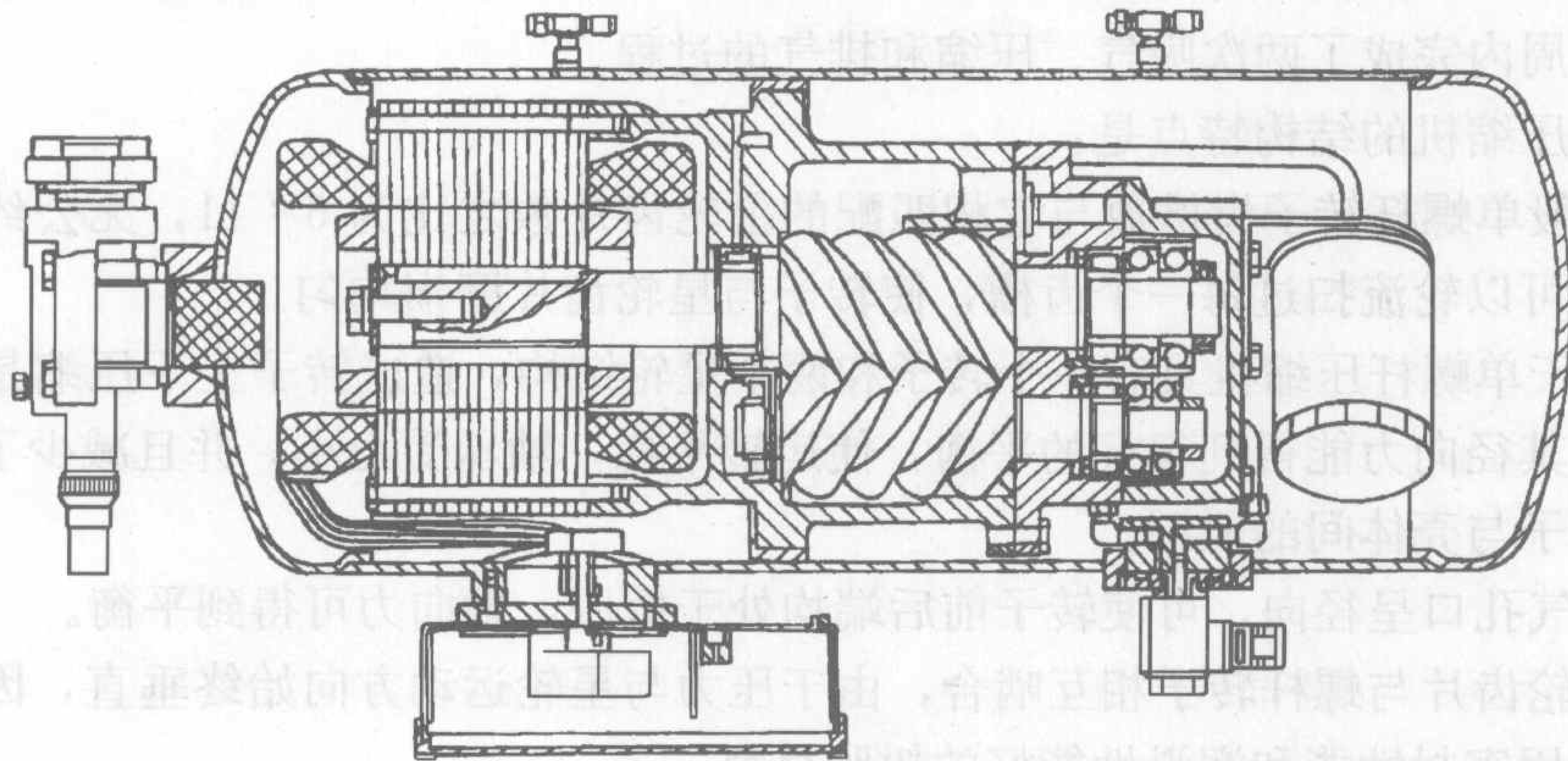


图 5-20 列车空调用小型卧式全封闭螺杆压缩机

第六节 单螺杆压缩机

单螺杆压缩机由法国辛麦恩(Zimmern)提出，由于具有结构简单、零部件少、重量轻、效率高、振动小和噪声低等优点，开始用于空气压缩机。20 世纪 70 年代中期，荷兰 Grasso-SeaConBV 公司成功地把单螺杆压缩机研制成型号为 MS10 的制冷压缩机后，很快在中小型制冷空调和热泵装置上得到应用。目前单螺杆压缩机有开启式和半封闭式两种，电动机匹配功率为 20～1000kW。

一、工作原理及特点

单螺杆压缩机是利用两个形似蜗轮截面的星轮，与一个蜗杆转子(又称螺杆转子)相啮合，故也有蜗杆压缩机之称。

单螺杆压缩机的工作原理示于图 5-21，一个螺杆转子带动两个与之啮合的星轮，当螺杆转子与星轮相对运动时，气体被吸入螺杆的齿槽内，当星轮的齿切入螺杆齿槽并旋转至齿槽容积与吸气室隔开时，吸气结束，此即吸气过程，见图 5-21(*a*)；当螺杆继续旋转，螺杆齿槽内的气体容积不断减少，气体压力就持续升高，直至齿槽内的气体与排气口即将连通的瞬间时，气体压缩结束，此即压缩过程，见图 5-21(*b*)；当齿槽与排气口连通时，即开始排气，直至星轮齿全部扫过螺杆齿槽，齿槽内的气体全部排除，此即排气过程，见图 5-21(*c*)。

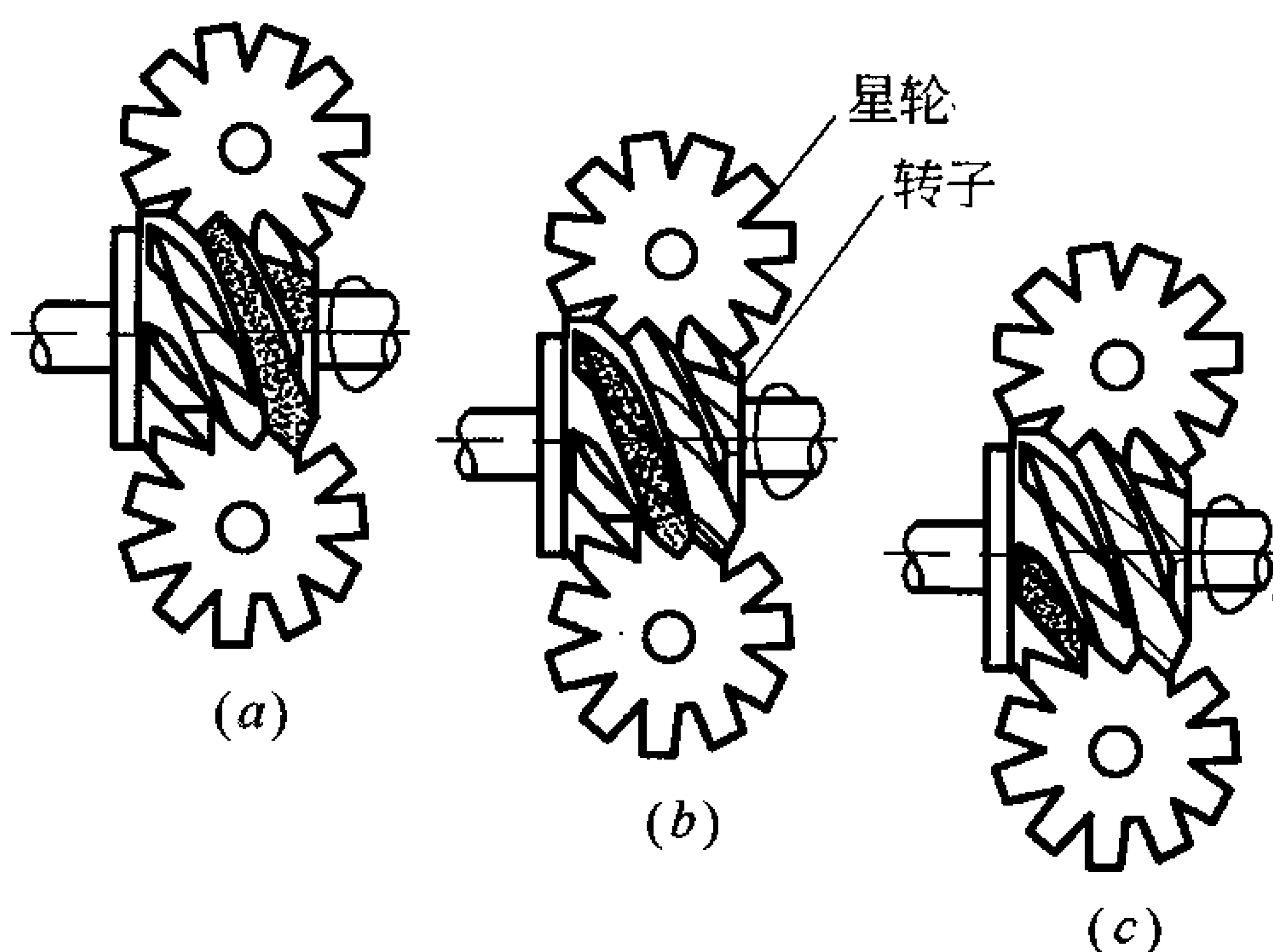


图 5-21 单螺杆压缩机的工作原理图
(*a*)吸气；(*b*)压缩；(*c*)排气

通过上述分析可知，单螺杆压缩机不需要吸、排气阀，这点与双螺杆压缩机相同，会出现压缩终了的气体压力与排气压力不一致的情况，由此造成内压缩不足或过度而引起附加功耗；与双螺杆压缩机不同之处在于，单螺杆压缩机的转子两侧对称配置的星轮分别构成双工作腔，各自完成吸气、压缩和排气工作过程，所以单螺杆压缩机的一个基元容积在转子旋转一周内完成了两次吸气、压缩和排气的过程。

单螺杆压缩机的结构特点是：

(1) 一般单螺杆转子齿槽数与它相匹配的星轮齿片数之比为 6∶11，无公约数，运动中每个齿片可以轮流扫过每一个齿槽，使转子与星轮齿片磨损均匀。

(2) 由于单螺杆压缩机具有一个转子和两个星轮结构，造成转子上下压缩是对称进行的。因此，其径向力能得到很好的平衡，使运转平稳，轴承受力小，并且减少了转子弯曲所造成的转子与壳体间的泄漏。

(3) 排气孔口呈径向，可使转子前后端均处于低压，轴向力可得到平衡。

(4) 星轮齿片与螺杆转子相互啮合，由于压力与星轮运动方向始终垂直，因此不传递动力，故可用密封性能和润滑性能好的树脂材料。

(5) 转子旋转一周，每个基元容积压缩两次，压缩速度快，泄漏时间短，有利于提高

容积效率，减少压力脉动。

单螺杆压缩机同双螺杆压缩机一样，具有单向内压缩过程，因此也可以使用经济器系统。

二、结构参数及输气量

1. 结构参数

(1) 转子齿槽数和星轮齿数　转子的齿槽数 z_l 取决于所要求的内容积比，槽数越多，则其齿间面积就越小，齿槽长度与齿间面积之比增大，提高了内容积比，但转子基元容积缩小。制冷压缩机内容积比一般在 7～10 之间，为了得到最佳热效率，转子采用 6 槽；当内容积比为 3～4 时，采用 4 槽；如转子采用 8 槽，内容积比可提高到 10～16 以上。

(2) 星轮齿形　单螺杆压缩机转速较高，星轮齿片和转子齿槽相对滑动速度大，因此，必须选择润滑性能良好的星轮齿形，减少星轮齿片的磨损，对提高机器的效率影响很大。星轮的齿形有：

1) 平面直齿形　星轮齿片与转子齿槽仅在齿面平面上啮合，理论上啮合的接触线是一条不变的直线。虽然在星轮齿面平面不同的截面上开有不同的导角，但由于齿片面与齿槽在啮合过程中其后角在不断地变化，不容易形成稳定的油膜，影响润滑，较易磨损，在初磨后变成了一段曲面。但平面直齿形齿片其刀具设计和加工简单。

2) 柱面齿形　星轮齿片采用圆柱面齿形，转子齿槽面为柱面齿形的包络曲面，其接触线为一空间曲线。这种齿形在啮合时易于形成油膜，有利于润滑。因此，磨损小。另外，转子齿槽可采用磨削，得到光整加工，降低了粗糙度的参数值。

3) 平面直齿反包络齿形　将平面直齿形的星轮所形成的转子齿槽，反过来对具有一定厚度的星轮齿片进行包络，形成反包络星轮齿片齿面。显然，星轮齿片齿面与转子齿槽之间形成两条接触线，一条是原来的平面接触线，另一条是反包络齿面与转子齿槽齿面的空间接触线，这样对基元容积内气体形成双道密封，并且在两接触线之间可以存储润滑油。此种齿形既有平面直齿形的优点，又具有良好的润滑，使机器效率得到提高。

星轮直径一般情况下与转子直径相同，二者的中心距取决于星轮齿啮入螺杆齿槽的深度，而啮入深度又与螺杆和星轮啮合的角度范围及齿槽容积(或输气量)有关，当中心距取 0.8 倍的转子直径时，齿槽容积比较大。

2. 工作容积

$$V_s = 2V_p z_l \tag{5-3}$$

式中　V_p——星轮片刚封闭转子齿槽时的基元容积，m^3；

z_l——转子齿数。

3. 效率

由于单螺杆压缩机没有吸排气阀，也几乎没有余隙容积，因此容积效率主要取决于高压基元容积的气体向低压基元容积和吸入腔泄漏的大小。则容积效率 η_v 可表示为：

$$\eta_v = 1 - \text{泄漏量}/\text{吸入气体量} = 1 - \frac{\delta D_1 u}{D_1^3 n} = 1 - \frac{\delta u}{D_1^2 n} \tag{5-4}$$

式中　D_1——转子直径，m；

δ——间隙，m；

u——泄漏速度，m/min。

由上式可见，转子直径越小，转速越低，容积效率 η_v 就越小，要提高 η_v，就必须减小间隙。图 5-22 是机器各部分泄漏损失的分析，转子与气缸体之间和转子与星轮齿片啮合部分是主要泄漏部分，所以要提高气缸体圆度和同轴度加工精度，注意适当的冷却方法，保持各部分温度均匀，防止热变形过大，以及进一步改进齿形，提高转子与星轮齿片啮合精度等，对提高容积效率是十分重要的。

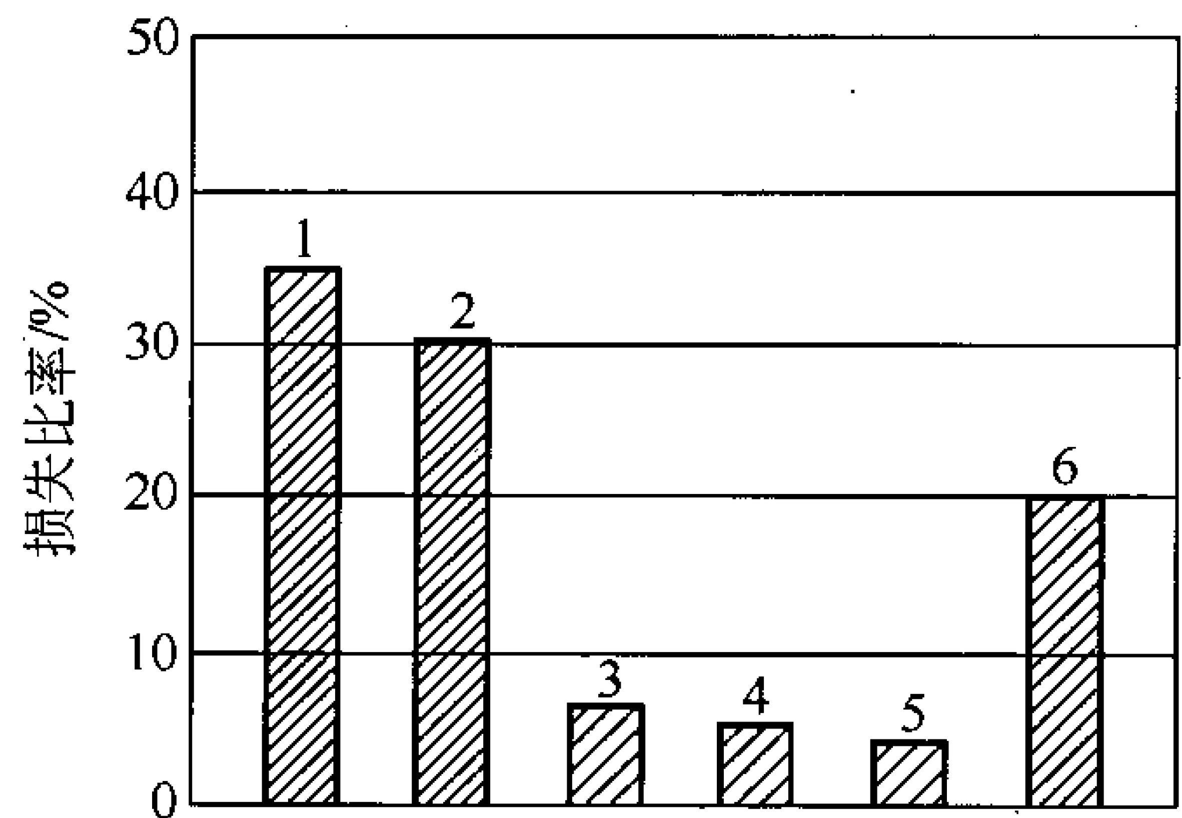


图 5-22　各部分的泄漏损失率

1—转子与气缸体；2—转子与星轮啮合；3—滑阀；4—星轮表面切口；5—螺杆转子排气密封；6—其他

图 5-23 表示单螺杆压缩机在不同内容积比时使用 R22 和 R717 工质的效率曲线图。

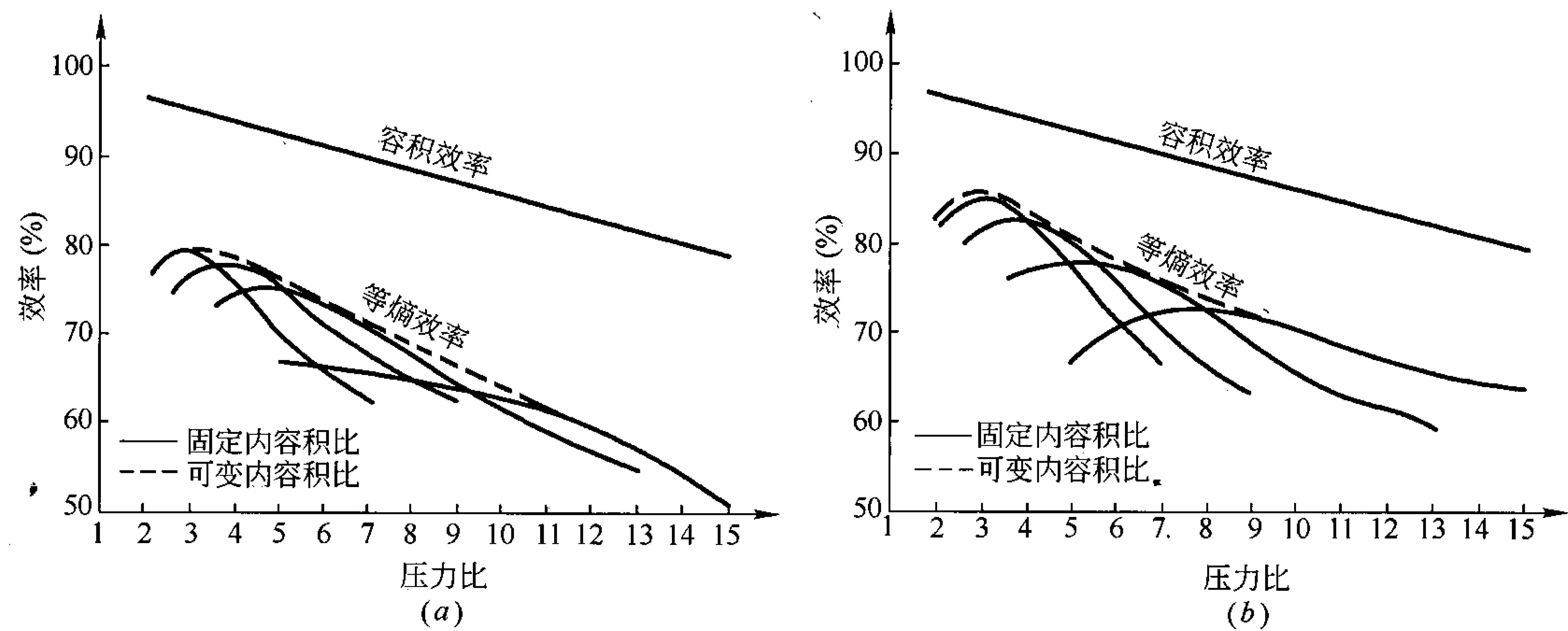


图 5-23　单螺杆制冷压缩机性能曲线图

(a)工质 R22；(b)工质 R717

三、输气量及内容积比的调节

单螺杆压缩机输气量调节基本上有两种方法，其一是荷兰 Grasso 公司较早采用的转环块调节结构(图 5-24)，在压缩机排气段气缸体上安装调速转环 A，它与螺杆转子主轴同

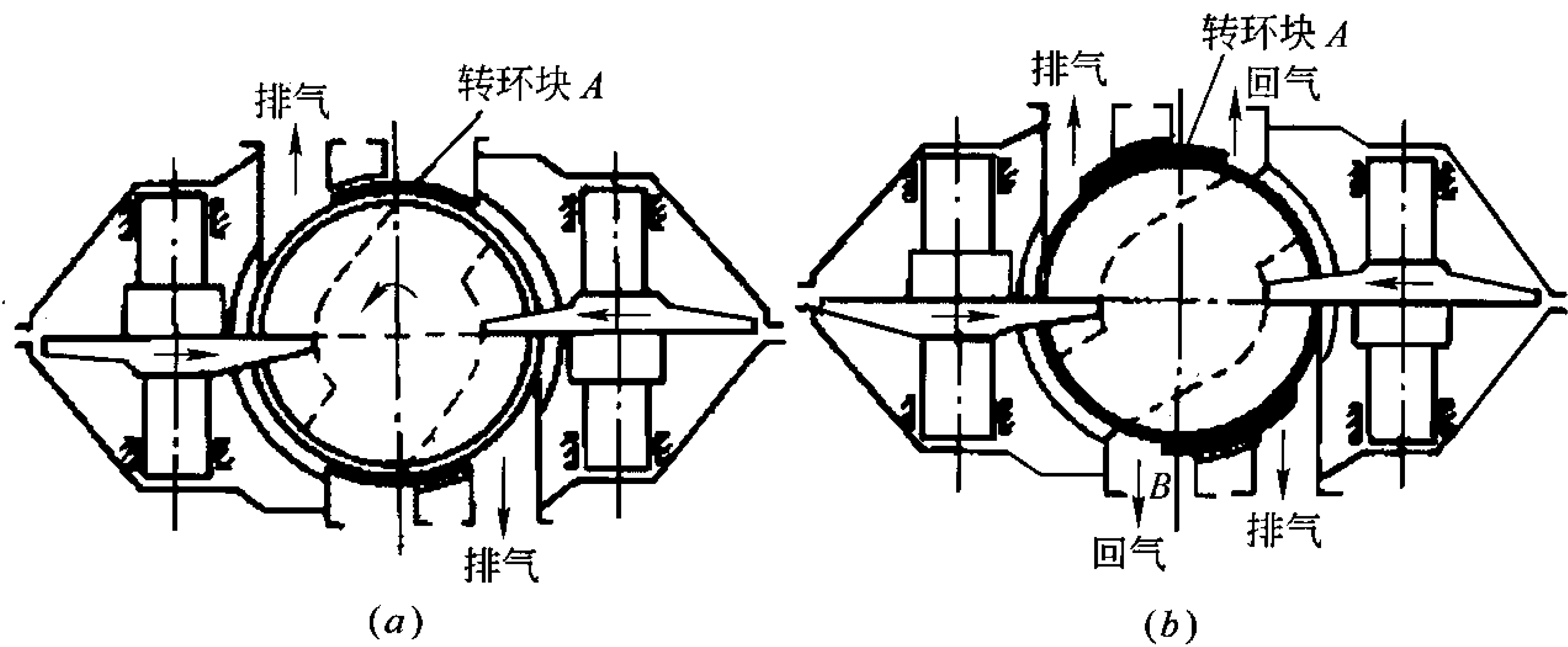


图 5-24　转环调节输气量原理图

(a)转环块 A 全负荷位置；(b)转环块 A 部分负荷位置

心，并可沿圆周改变其周相位置。图 5-24(a)是表示压缩机全负荷时的位置；图 5-24(b)表示部分负荷时调整转环 A 的位置，此时，基元容积内部分气体通过通道口 B 流向吸气腔，输气量减少。

单螺杆压缩机的输气量及内容积比的调节，可采用滑阀机构(图 5-25)。图中滑阀 1 用以调节输气量。图 5-25(a)表示输气量调节滑阀 1 在全负荷位置；图 5-25(b)表示输气量调节滑阀 1 由吸气端向排气端移动一定距离，使基元容积吸入气体回流到吸气腔，减少输气量，处于卸载状态。

滑阀 2 用以调节内容积比。图 5-25(a)是滑阀 2 处于靠近吸气口位置，排气口较大，使基元容积较早地与排气口相通，因此内容积比变小；图 5-25(b)是滑阀 2 移动至靠近排气口位置，排气口较小，这样推迟了基元容积和排气口相通的位置，内容积比较大。单螺杆压缩机输气量调节滑阀 1 与内容积比调节滑阀 2 可分开单独动作，实现了工况变化时压缩机一直在较高效率下运行。

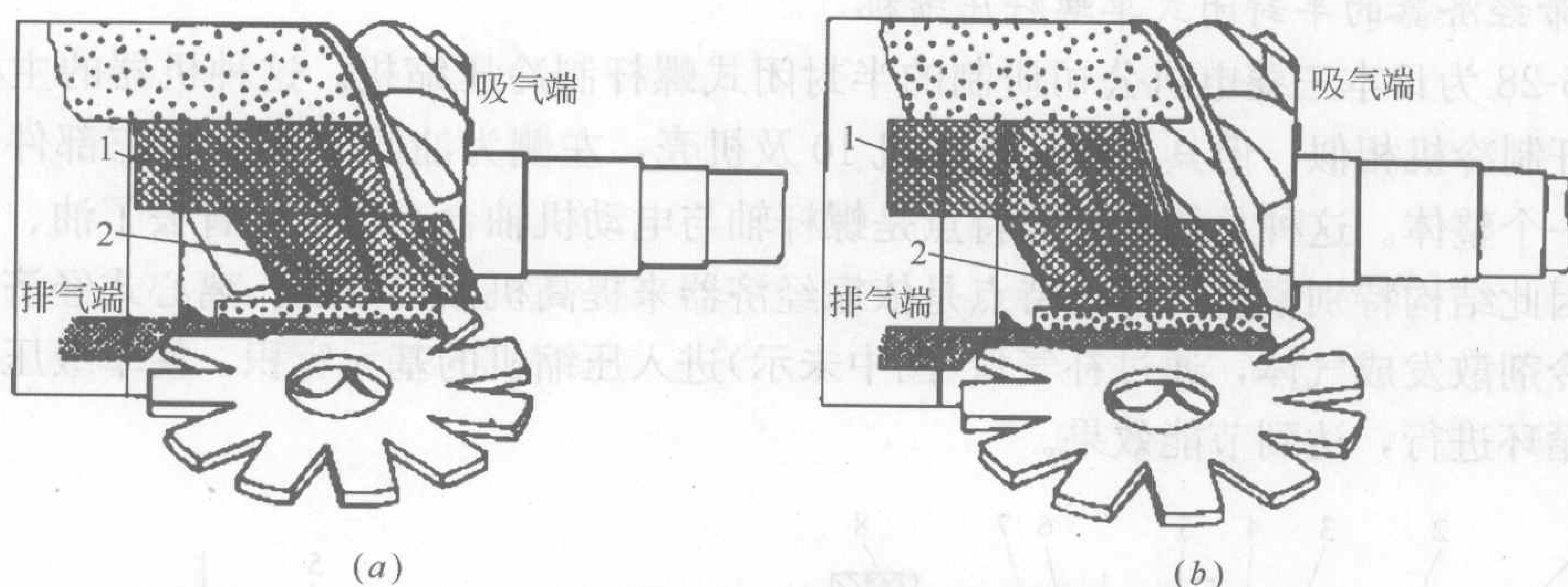


图 5-25 滑阀调节输气量和滑阀调节内容积比的原理图

(a)滑阀 1、2 分别处于输气量最大和内容积比最小位置；(b)滑阀 1、2 分别处于输气量最少和内容积比最大位置

1—内容积比调节滑阀；2—输气量调节滑阀

四、典型产品及其特性

1. 开启式单螺杆压缩机

图 5-26 为带有内容积比及输气量调节滑阀的开启式单螺杆压缩机，中间为螺杆转子，两侧为星轮转子，其内容积比调节滑阀紧靠星轮和转子的啮合平面，而输气量调节滑阀设在内容积比调节滑阀的上方。这样输气量调节与内容积比调节可以互不制约，分别进行。在转子轴伸出机体处设有轴封以阻止工质外漏。

2. 半封闭式单螺杆压缩机

图 5-27 是半封闭式单螺杆压缩机的剖视图。它的基本结构为电动机与单螺杆转子直连，在排气端设有油回收装置，星轮与转子均采用滚珠轴承支撑，在星轮与转子间设有调节滑阀。气体由电动机端进入，流经电动机后进入压缩机吸气腔，被螺杆吸入并压缩。在气体压缩过程中，喷入油和液体制冷剂，起到了冷却、密封、润滑和降低噪声的作用。压缩后的气体进入油回收装置，使油气分离，气体由排气口排出，油流向压缩机底部。油在吸排气压力差的作用下，通过过滤器再次喷入压缩腔和轴承，油仅在压缩机内进行循环。

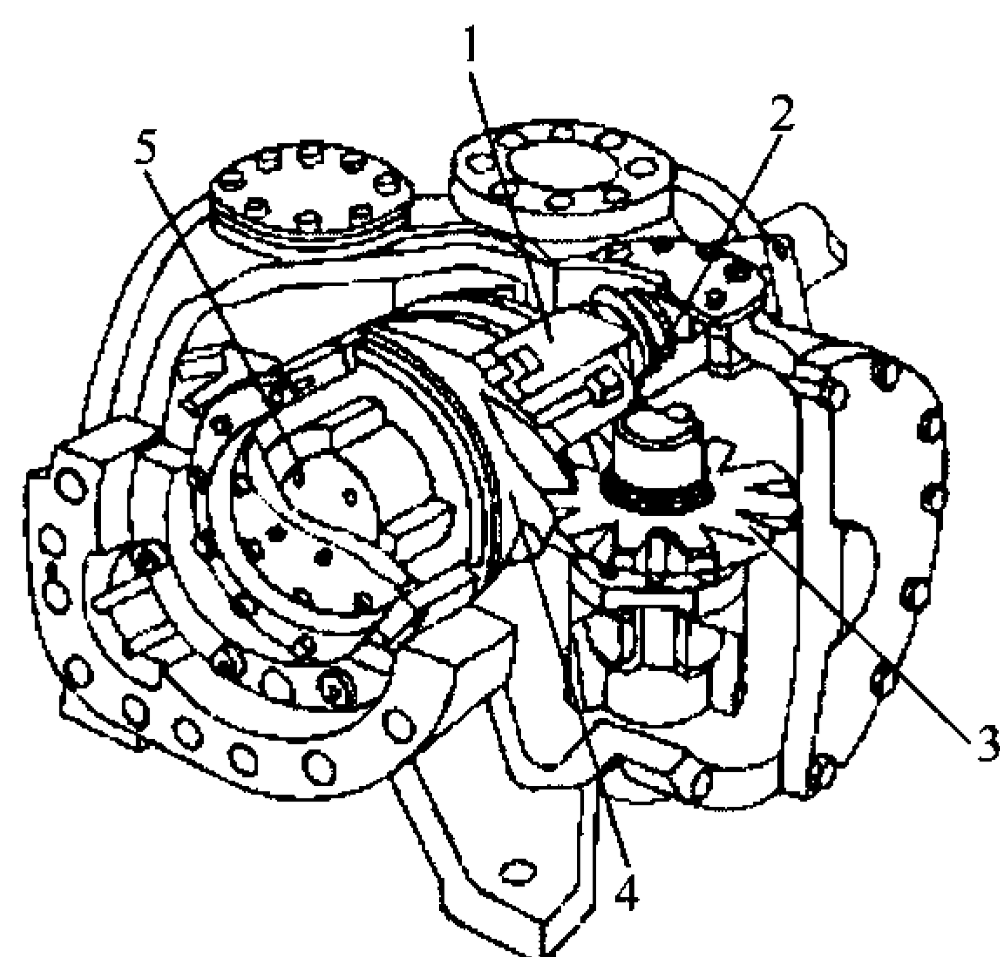


图 5-26　开启式单螺杆压缩机的结构

1—输气量调节滑阀；2—内压缩比调节滑阀；3—星轮；4—螺杆转子；5—轴承

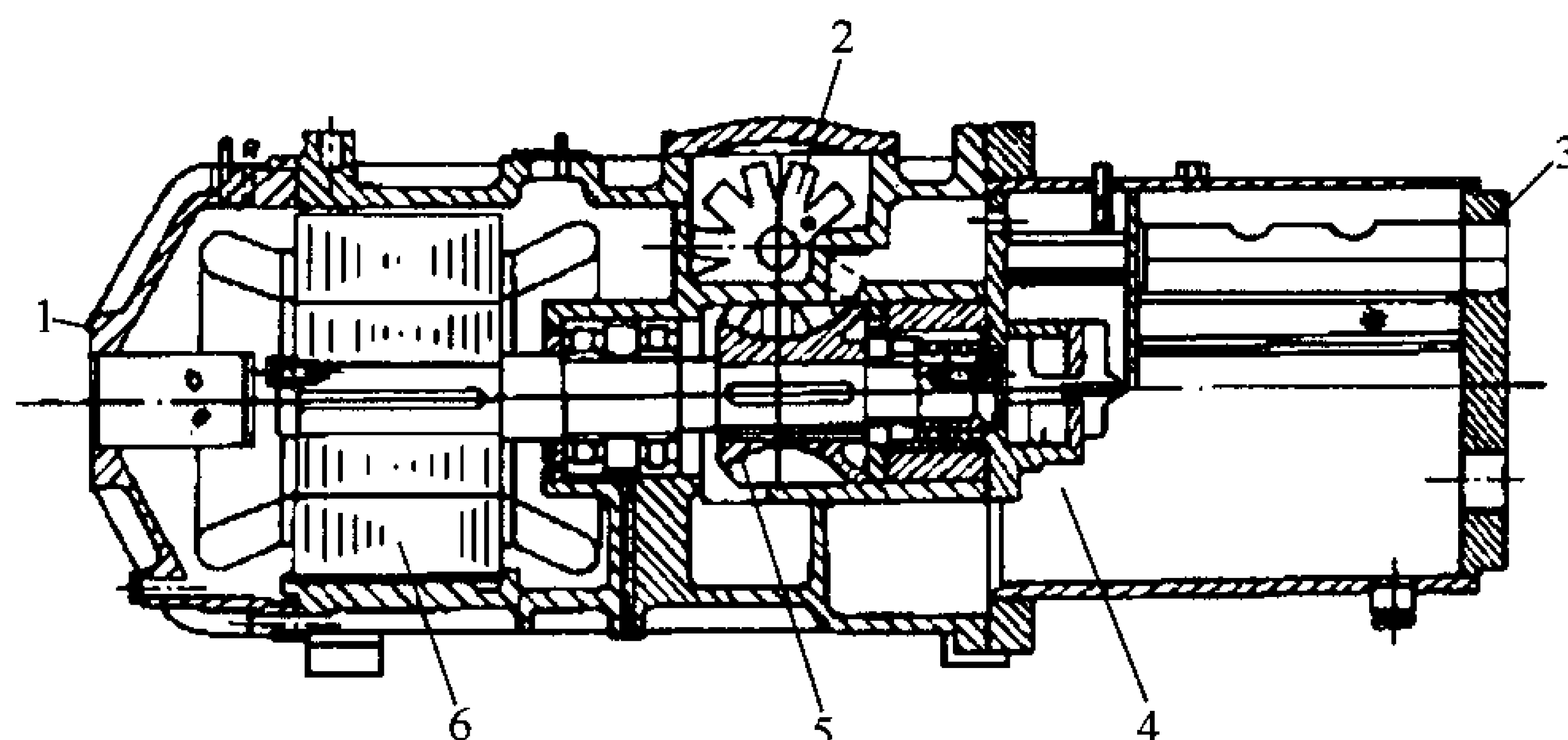


图 5-27　半封闭式单螺杆压缩机剖视图

1—吸气口；2—星轮；3—排气口；4—油回收装置；5—转子；6—电动机

3. 带经济器的半封闭式单螺杆压缩机

图 5-28 为日本三菱电机公司研制的半封闭式螺杆制冷压缩机。这种机器的主机与普通单螺杆制冷机相似，但其右侧为电动机 10 及机壳，左侧为油回收器 14，三部件由螺栓连接成一个整体。这种总体布置的特点是螺杆轴与电动机轴合二为一，省去了油、气分离装置，因此结构特别紧凑。另一特点是依靠经济器来提高机器的性能。离心式经济器 1 使液体制冷剂散发成气体，通过补气口（图中未示）进入压缩机的基元容积，使单级压缩按双级制冷循环进行，达到节能效果。

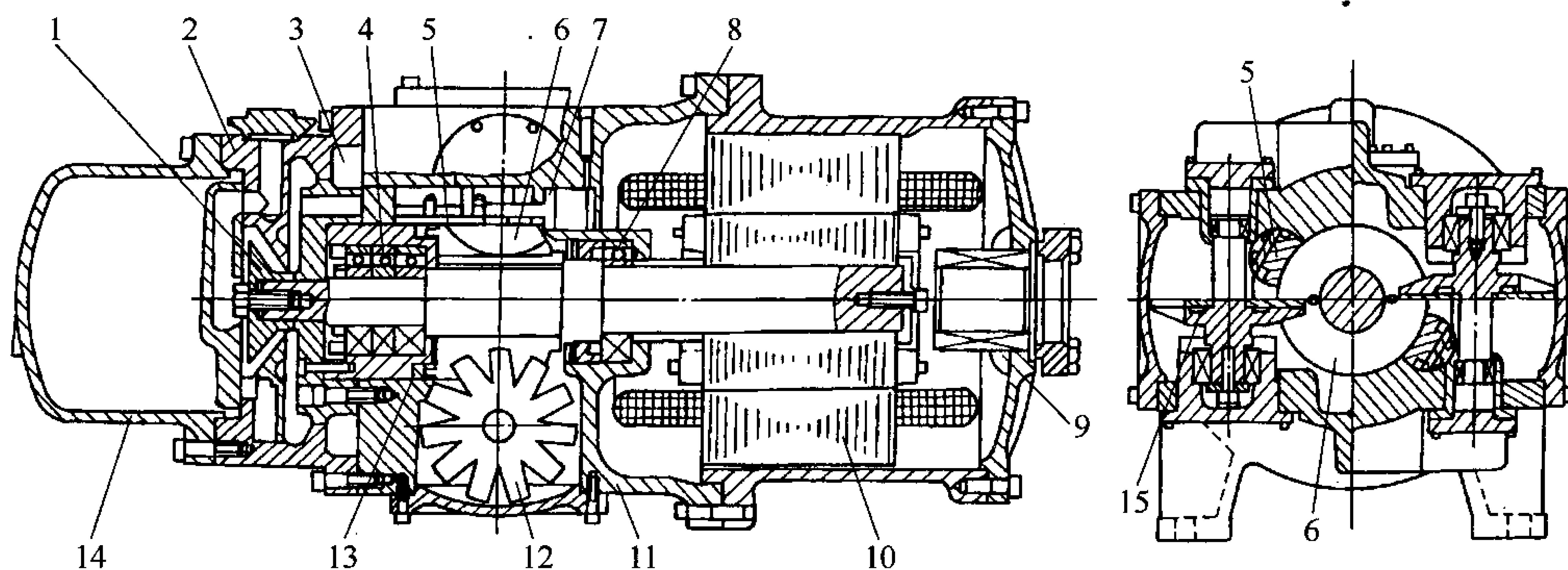


图 5-28　带经济器的半封闭式螺杆制冷压缩机

1—离心式经济器；2—经济器组件；3—排气腔；4—角接触球轴承；5—滑阀；6—螺杆；7—滑阀活塞；8—圆柱滚子轴承；9—进气过滤器；10—电动机；11—主机机壳；12—星轮；13—密封；14—油回收器；15—星轮支座

液体制冷剂中含有少量润滑油，进入油回收器 14 散发成气体，溶解在油中的制冷剂则在油回收器中加热蒸发，积存在回收器下部的油用来润滑各处轴承。

图 5-29 为带离心式经济器的制冷循环。来自蒸发器 6 的气体制冷剂，通过进气管路 5 进入压缩机的进气过滤网 4。被压缩气体经过排气管路 2 进入冷凝器 1。冷凝后的液体制冷剂，一部分经电磁阀 8 和喷液管路 9，由滑阀上的小孔喷入压缩机的工作容积内，完成对压缩工质的冷却和密封；另一部分则由膨胀阀 11 减压后，成为气液两相工质，进入离心式经济器 10。从经济器分离出来的气体，由补气管路 16 进入压缩机，分离出来的液体则经膨胀阀 17 流向蒸发器 6，完成高效的经济器循环。

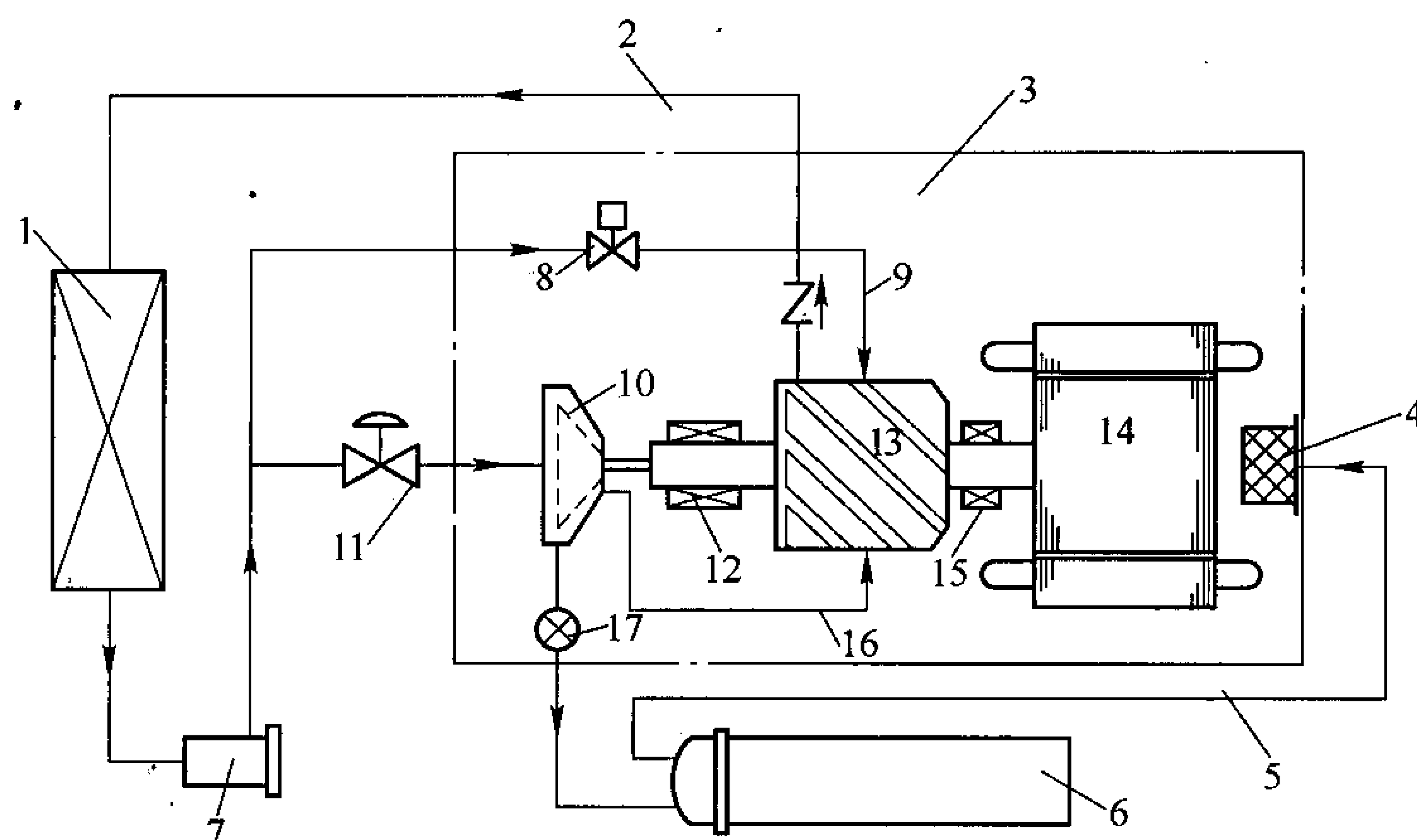


图 5-29 带离心分液式经济器的制冷循环图

1—冷凝器；2—排气管路；3—压缩机；4—进气过滤网；5—进气管路；6—蒸发器；7—过滤器；8—电磁阀；9—喷液管路；10—经济器；11—膨胀阀；12、15—轴承；13—螺杆；14—电动机；16—补气管路；17—膨胀阀

第七节 选型及维护保养

一、选型

根据不同的应用场合，螺杆压缩机一般可分为低温型、空调型、热泵型等。不同类型的压缩机主要区别在于根据所使用场合的蒸发和冷凝温度及压力的不同，压缩机的内容积比亦不同。对应的压缩机一般是径向排气孔口的位置不同，同时匹配电动机的功率亦不相同，另外使用的制冷剂和润滑油也可能不同。

对于用于低温场合的螺杆压缩机，一般选用开启式结构。随着蒸发温度的降低，压缩机冷量不断减少。因此，需要选择较大排气量的压缩机来达到所需的制冷量。开启式压缩机一般可以做得很大，采用外置电机，同时使用承载能力大的滑动轴承以满足受力要求。

空调用螺杆压缩机一般采用半封闭式或全封闭式结构。因具有较高的性能价格比，螺杆机组一般使用在350～2100kW范围内的中小型空调场合，根据冷却方式的不同可分为水冷螺杆冷水机组和风冷螺杆冷水(热泵)机组。对应水冷和风冷机组，应根据使用工况分别选用内容积比小的水冷用压缩机和内容积比大的风冷用压缩机，以保证压缩机的选型更适合机组的运行工况，提高机组的能效比。对于空调用水、地源热泵机组一般也需要选用风冷压缩机，以适应热泵工况的要求。

随着环保的要求越来越紧迫，目前广泛使用在空调机组上的制冷剂R22将逐渐被新型环保冷媒所替代。对于螺杆压缩机的设计来说，为了评判某一制冷剂的相关优势，需要考虑相关热力特性，如理论*COP*、单位体积冷量、制冷剂的质量流量和气体密度，以及工作压力等。R410A、R134a、R407C是目前空调领域常用的替代工质，其中R134a所占的比例最大，较多地被应用在螺杆压缩机上，已基本被市场所接受。R407C为非共沸的混合制冷剂，不适合用在满液式机组上，虽然其替代R22的冷量衰减很少，但应用在螺杆机组上的不多。R410A的运行压力较高，压缩机必须重新设计，以提高耐压强度，因

此更少被应用在螺杆机上。但据资料介绍，已有厂家成功开发出使用 R410A 的单螺杆压缩机。

传统意义上认为，使用 R134a 的系统相对于使用 R22 的系统冷量衰减，效率即 *COP* 也相应地衰减。这主要是因为一般系统仅仅采取了简单的工质替换，压缩机还是采用了 R22 的压缩机。而对应不同的工质，实际上压缩机的内容积比等重要参数需要重新优化设计。因此，针对不同制冷工质的系统应该选择为某种工质专门设计的压缩机。最新研究表明冷凝温度在 40℃以下，R134a 对应的理论 *COP* 至少保持与 R22 一致，而且随着冷凝温度的降低，其 *COP* 甚至高于 R22。相比较而言，R407C 和 R410A 对应的 *COP* 要低于 R134a 和 R22。

在选用螺杆压缩机时还需要注意根据所应用的制冷、空调系统的不同，选用不同的附属功能，以保证压缩机安全可靠运行，同时满足设计者的设计要求。

1. 增卸载机构

螺杆制冷压缩机一般均配备能量调节机构，通常采用滑阀进行有级或无级调节，通过对压缩机负荷的调节以达到节能运行的目的。系统设计者可以根据要求选择有级或无级调节的增卸载机构，如半封闭式压缩机一般出厂标准配置为滑阀有级调节，厂家可以根据用户的要求通过调整增卸载电磁阀以满足无级调节的要求。

2. 蒸气喷射补气口

对于低温冷冻系统而言，采用经济器循环最为有意义。经济器可以提高系统的制冷量及能效比。对于此类制冷系统，通常选用带蒸气喷射补气口的压缩机，来自经济器的中间压力的制冷剂气体通过压缩机补气口进入压缩机，完成压缩过程。对于常规空调系统，如水冷或风冷机组，有时根据需要也可使用经济器循环，此时机组冷量可增加 7%～15%，*COP* 提高 15%。

3. 液体喷射

应用于热泵系统、低温冷冻系统等大吸排气压力差的压缩机，一般设有喷液孔口。液体制冷剂通过喷液孔口喷入压缩腔内，冷却压缩过程，以降低排气温度和油温，保证压缩机安全运行。系统设计者应注意对喷液量的控制，因为过量的液体制冷剂进入压缩机内可能引起压缩机液击，造成压缩机失效。表 5-1 列出常用的液体喷射用膨胀阀，设计时可以选用合适的液体喷射用膨胀阀，以便控制喷射量。

液体喷射用膨胀阀 **表 5-1**

<table>
<tr><th colspan="2">不加装油冷却器系统</th><th colspan="2">加装油冷却器系统</th></tr>
<tr><th>低温型膨胀阀</th><th>高温型膨胀阀</th><th>低温型膨胀阀</th><th>高温型膨胀阀</th></tr>
<tr><td rowspan="2">ALCO，3HW</td><td>DANFOSS
TXI-2</td><td rowspan="2">ALCO. 1HW</td><td rowspan="2">DANFOSS
TXI-2</td></tr>
<tr><td rowspan="2">FUJIKOKI. JBE
ALCO，935-D</td></tr>
<tr><td rowspan="2">ALCO，5HW</td><td rowspan="2">ALCO. 3HW</td><td rowspan="2">FUJIKOKI. JBE
ALCO，935-D</td></tr>
<tr><td>FUJIKOKI. JBE
ALCO，935-F</td></tr>
</table>

4. 电机保护模块

对于半封闭式或全封闭式压缩机，一般电机内置有 PTC 热保护传感器，用于电机高

温保护。对于此类电机，需选用配套的电机保护模块，在电机温度达到或超过设定温度时，停止压缩机运行，当电机温度降低时，可以通过自动或手动复位给电机通电，重新启动压缩机运行。电机保护模块一般设置在压缩机配电箱或机组电控柜内。

5. 油位控制

对于半封闭式、全封闭式螺杆压缩机，润滑油一般储存在压缩机内部，为了保证压缩机的正常润滑和可靠性，一般设置有最高和最低油位限制。油视镜用来控制压缩机加油量的上限，而下限则通过设置油位保护器来实现，一般可以使用机械式浮球阀、流量开关或光电式油位开关。当油位低于下限时，油位保护器动作，压缩机自动停机。

6. 油加热器

使用螺杆压缩机的制冷系统，一般要求系统运行前需要对压缩机油槽加热 24h，以蒸发部分溶解在润滑油内的制冷剂，保证润滑油的黏度和轴承的润滑需要，对于内置电机的半封闭式、全封闭式压缩机而言，适当的加热将有助于提高电机的绝缘阻值，确保电机的安全启动，一般要求阻值至少在 10MΩ 以上才能开启压缩机。因此合理选择适当功率的压缩机油加热器对于制冷系统的安全运行至关重要。

二、运行管理及维护

1. 压缩机安装

系统不良的配管极易造成压缩机的异常振动、噪声与以后可能出现的故障，为防止机体的振动并由管路传递引起共振，压缩机吸排气口管路应考虑减振设计，管路焊接后应注意清洁，以防止残渣被吸入压缩机内，导致压缩机损坏。同时建议在压缩机底脚座上配置适当的防振软垫，以阻隔压缩机振动噪声的传递。

压缩机吸排气口配管建议使用铜管，以减少因配管所引起的振动。若使用钢管时应特别注意正确地配管，否则因应力所引起的共振将大幅提高压缩机运转噪声并降低使用寿命。

管路焊接所产生的氧化膜必须清除干净，否则压缩机运转后，管路内残渣将被吸入压缩机内，氧化膜将造成油过滤器的阻塞，导致轴承及系统润滑不良而产生故障。

为防止压缩机在紧急停机时的反向转动及造成润滑油倒流入蒸发器，须在压缩机的排气端或吸气端装设止回阀。如止回阀采用的是重力式且直接接在压缩机排气口，配管须采用垂直式配置方式，不可配置在水平方向。

2. 压缩机运转注意事项

压缩机试运转前至少应将润滑油加热器通电加热 8h 以上，以防止润滑油发生起泡现象。若环境温度较低时，油加热时间须相对延长。在低温状态时启动，因润滑油黏度大，会发生启动困难或压缩机加、卸载困难的现象。故在越低的环境温度下，必须延长机油加热器的加热时间。一般系统在停机时，油槽加热器须持续加热。

另外，压缩机吸排气口一般安装有吸、排气截止阀，主要是在压缩机异常或需要维护保养时，关闭吸、排气截止阀，可以方便地对压缩机进行各种操作，而不必抽出系统内的制冷剂。在配备吸、排气截止阀的系统启动前，务必确认截止阀均已打开。

为确保压缩机正常启动，开机前必须确认供电电压不低于额定电压的 10%。在风冷热泵及启动负载很大的工况下，必须确认压缩机在完全卸载的情况下启动。

螺杆压缩机的开机、停机频率，对于小型压缩机允许每小时启动不超过6次，而对于较大型号则以每小时4次为限，且每次开机压缩机应运转时间在5min以上。

3. 润滑油管理

润滑油的主要功能有润滑、冷却和密封。为了保证压缩机可靠运行，必须确认润滑油的各项指标在正常范围内。如压缩机在恶劣工况下运转，为确保润滑油的黏度不致降至太低而影响润滑性能，不同品牌的润滑油绝对不可以混合使用，添加润滑油时必须确认油品规格。若要更换润滑油，应将压缩机内部与系统中残存的所有润滑油清理干净后方可添加新油及更换干燥过滤器。

对于采用环保制冷剂的压缩机，一般使用酯类润滑油，酯类油极易吸收水分，故压缩机安装时尽可能缩短暴露在大气的时间，并立即抽真空，以确保系统的干燥度。

润滑油的酸化会直接影响半封闭式、全封闭式压缩机电机的寿命，故应定期检查润滑油的酸度是否合格。一般润滑油pH值低于6以下必须更换。若无法检查酸度则应定期更换系统的干燥过滤器，使系统干燥度保持在正常状态下。

假设每天平均运行16h，压缩机润滑油更换周期的参考值列于表5-2。

压缩机润滑油的更换周期　　　　**表5-2**

排气温度(℃)	65～75	75～85	85～95	95～105	105以上
更换时间(h)	10000	8000	4000	1500	500
更换时间(运转月数)	20	16	8	3	1

4. 保养周期

对于螺杆压缩机的各种易损件，可参考表5-3对压缩机进行定期维护和保养。

保养周期表　　　　**表5-3**

	1000h	2500h	5000h	10000h	15000h	20000h	25000h	30000h
电气绝缘				△		△		△
油过滤器				△		△		△
进气过滤器								△
卸载活塞环								○
润滑油位	△	△	△	△	△	△	△	△
电机线圈保护器			△	△	△	△	△	△
轴承				△		△		△或○

注：△检查或清理，○更换。

需要更换卸载活塞环或轴承时，应由压缩机制造商认可的专业技术人员实施或由厂家技术人员进行更换。

三、故障诊断

正确选用、使用及定期的维护保养，是保证螺杆压缩机正常运行的关键。当压缩机在运行过程中出现任何异常，必须及时停机分析并排除故障，方可继续安全使用。表5-4给出了几种压缩机常见故障，以及可能产生故障的各种原因，以方便系统设计者及使用者参考。

压缩机常见故障及其可能产生的原因 表 5-4

故障描述	故障原因
压缩机电机温度保护开关动作	1）吸入口制冷剂压力过低、温度过高（制冷剂不足或进气滤网阻塞） 2）电机负载过大，冷却不足或未装液体制冷剂喷射辅助冷却或失效 3）电机保护开关故障 4）电气系统不良或故障 5）电机线圈不良，温升过高 6）吸气过热度过高，散热不良
压缩机无法加载	1）环境温度过低、润滑油黏度过高 2）毛细管阻塞 3）上载电磁阀泄放孔口异物卡住、无法关闭 4）上卸载活塞盘卡住 5）上载油路阻塞 6）油过滤器阻塞
压缩机无法卸载	1）卸载电磁阀线圈故障 2）卸载活塞环磨损无法密封 3）润滑油量不足（油位过低） 4）排气端盖衬垫破损，气态冷媒进入油压缸中 5）电磁阀线圈控制电压错误 6）上卸载活塞盘卡住 7）机组控制系统不良
电机绝缘不良	1）压缩机电机不良 2）压缩机电机电线接头潮湿或结露 3）压缩机电机电线接头不良或卡灰尘异物 4）电磁接触器绝缘不良 5）系统内部酸化，破坏绝缘 6）电机长期高温运转，绝缘劣化
异常振动或噪声	1）轴承损坏 2）压缩机液态压缩 3）转子过热产生擦缸 4）缺油导致润滑不良 5）内部零件松动 6）连接配管引起振动 7）异物进入压缩腔内
排气温度过高	1）吸入制冷剂过热度过高（冷媒不足、膨胀阀异常） 2）高压过高（液管阻塞、冷却不良、制冷剂过多、空气进入系统） 3）缺油或油位过低 4）轴承损坏；转子异常摩擦 5）压缩比过大，无辅助冷却（如加装液体喷射或油冷却器）

第六章　离 心 压 缩 机

离心制冷压缩机，其制冷量较大，广泛用于大中型空气调节系统和石油化学工业。世界上第一台整体离心制冷机组是在1922年由美国开利博士设计，由开利建筑公司(Carrier Construction Co.)和德国一家制造公司(C. H. Jaeger&Company)合作试制成功的。首台产品用于空调，采用四氯化碳为制冷剂。此后，瑞士勃朗-波弗利公司生产了世界上第一台氨离心制冷机。1934年美国开利公司制造出以R11为制冷剂的空调用离心冷水机组，为现代离心制冷机的发展奠定了基础。

我国第一台离心制冷机组是由上海第一冷冻机厂于1958年试制成功，采用R11为制冷剂，制冷量为1160kW。1973年，北京冷冻机厂和重庆通用机械厂合作试制成功脱蜡装置用的氨离心制冷压缩机。1976年起，我国有关制造厂共同设计和制定了R12空调用离心制冷机组国家系列，其中制冷量为2800kW的KF240X典型产品在重庆通用机械厂试制成功。20世纪80年代开始随着我国改革开放政策的不断深入发展，世界各著名制冷机厂商先后进入我国，与我国企业合资，使我国离心制冷机组的品种和质量水平有了一个新的飞跃。

离心制冷机组经过大半个世纪的不断发展和完善，已成为大型制冷空调装置的首选设备。有资料表明，仅空调用离心制冷机，在全世界用量达110000台。美国是空调用离心制冷机组的最大使用国，在用量达80000台，占全世界的3/4。1997年空调用离心制冷机的年产量达3000台。

美国空调和制冷学会(ARI)1997年的统计表明，近20年来，通过各主要生产空调用离心式制冷机组厂商的不断研究改进，离心冷水机组的平均设计效率在20年中上升了34%，按美国ARI标准规定的工况下的*COP*值，从4.40上升至5.67。目前最高效率机组的*COP*可达到7.0。图6-1表明20年中离心冷水机组平均设计效率*COP*的变化趋势。在新工质替代方面，原来在空调冷水机组中用得非常广泛的Rl1和R12等CFC制冷剂已经全部被淘汰，目前采用较多的是R123、R22和R134a。少数厂商还在大型制冷机中推广R717制冷剂。鉴于R22和R123是HCFC类工质，属过渡性制冷剂，目前尚在积极研究更理想的对臭氧层没有破坏作用的新型制冷剂。

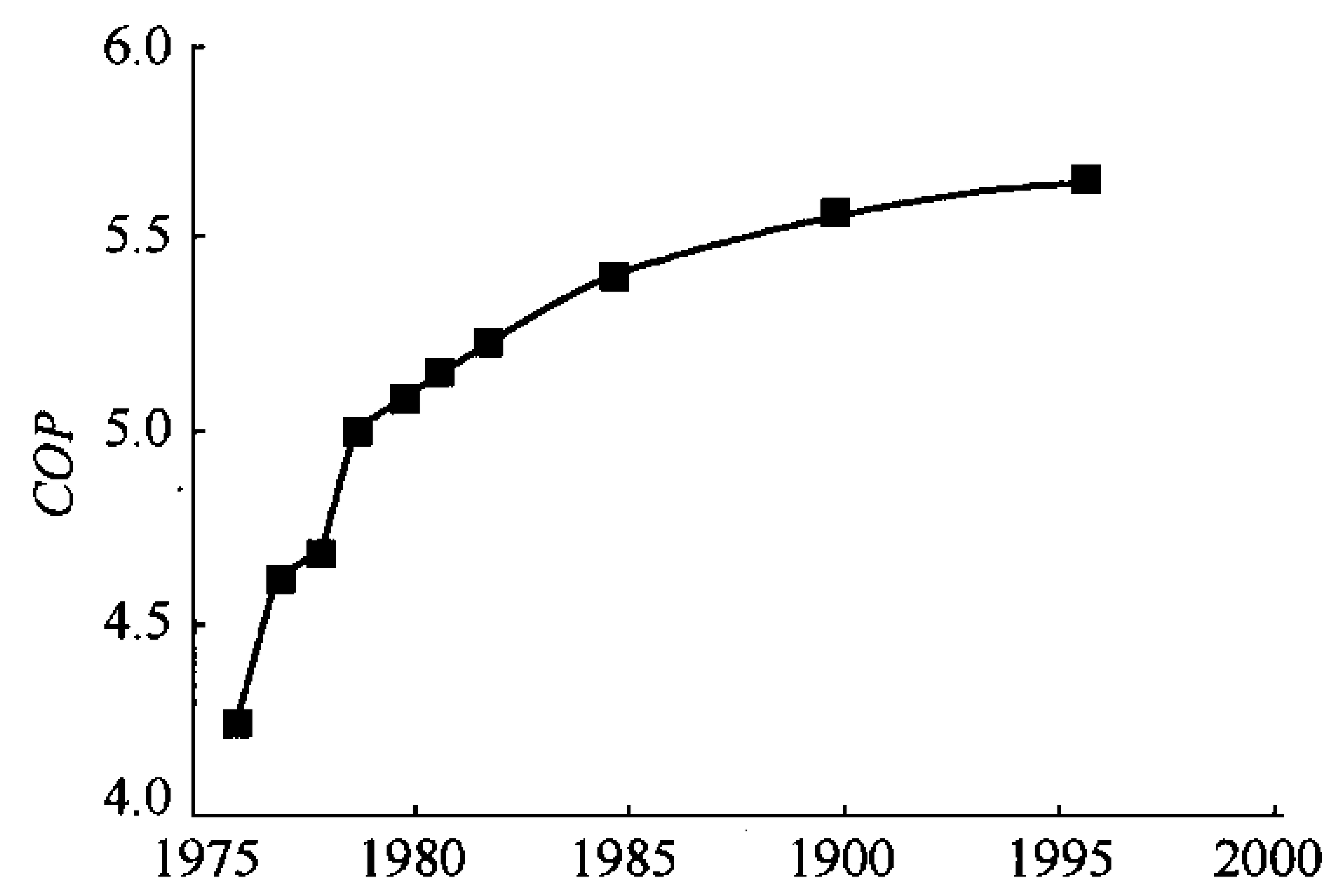


图6-1　美国离心冷水机组平均设计效率的变化趋势

第一节　工作原理与分类

一、工作原理

离心制冷压缩机的工作原理与容积型压缩机不同，它是依靠动能的变化来提高气体的压力的。它由转子与定子等部分组成。当带叶片的转子(工作轮)转动时，叶片带动气体运动，把功传递给气体，使气体获得动能。定子部分则包括扩压器、弯道、回流器、蜗壳等，它们是用来改变气流的运动方向及把动能转变为压力能的部件。制冷剂蒸气由轴向吸入，沿半径方向甩出，故称离心压缩机。

图 6-2 示出气体通过叶轮和扩压器时，压力和速度的变化情况，其中 $A—B—C$ 为气体的压力变化线，$D—E—F$ 为气体的速度变化线，气体通过叶轮时，压力由 A 升至 B，速度由 D 升至 E；气体由叶轮流出，通过扩压器时，压力由 D 升至 C，而速度由 E 降为 F。

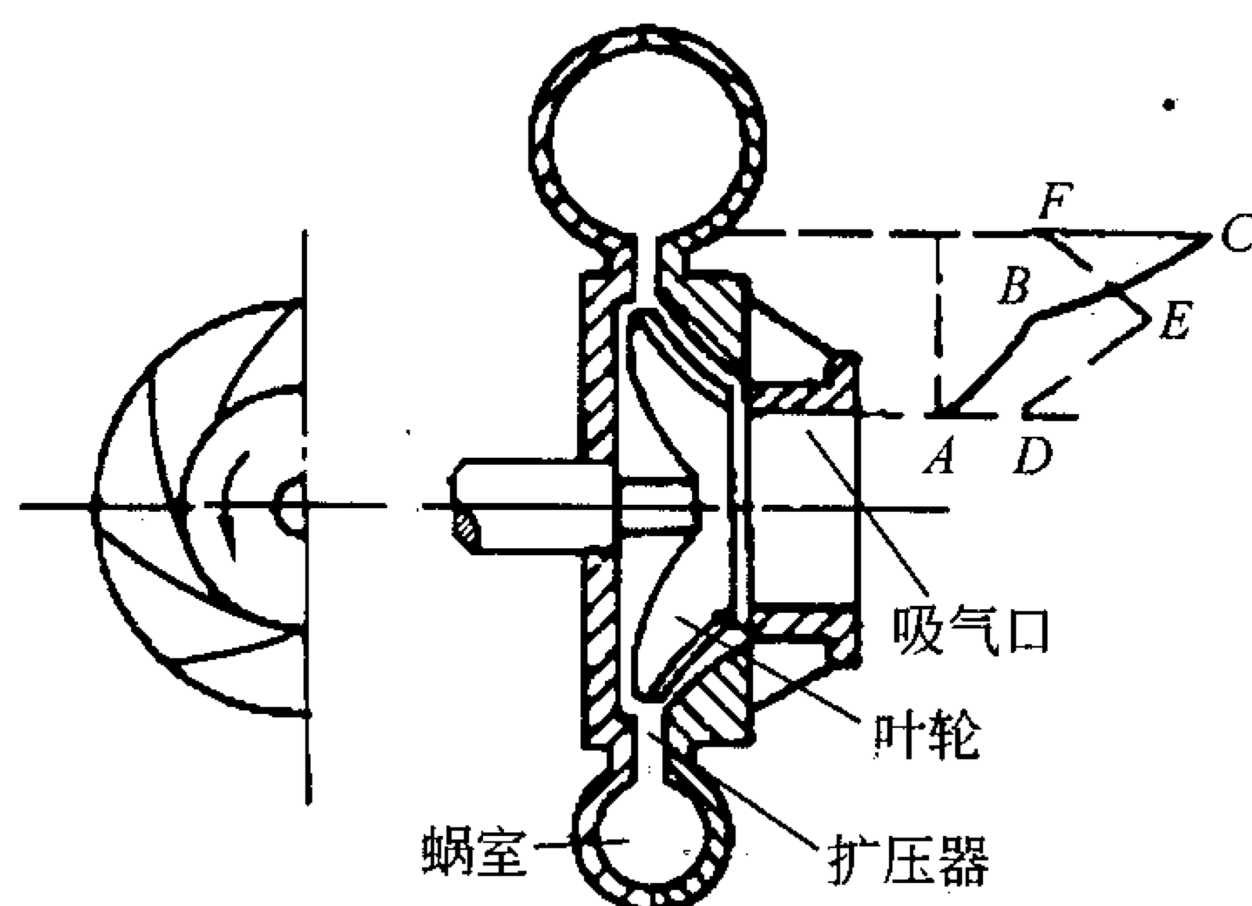


图 6-2　气体通过叶轮和扩压器时压力和速度的变化

二、特点

与活塞制冷压缩机相比，离心压缩机具有下列特点：

(1) 无往复运动部件、动平衡特性好、振动小、基础要求简单。

(2) 无进排气阀、活塞、气缸等磨损部件，故障少、工作可靠、寿命长。

(3) 机组单位制冷量的重量、体积及安装面积小。

(4) 机组的运行自动化程度高，制冷量调节范围广，且可连续无级调节，经济方便。

(5) 在多级压缩机中容易实现一机多种蒸发温度。

(6) 润滑油与制冷剂基本上不接触，从而提高了冷凝器及蒸发器的传热性能。

(7) 对大型离心制冷压缩机，可由蒸气透平或燃气透平直接带动，能源利用经济、合理。

(8) 单机容量不能太小，否则会使气流流道太窄，影响流动效率。

(9) 因依靠动能转化成压力能，速度又受到材料强度等因素的限制，故压缩机的一级压力比不大，在压力比较高时，需采用多级压缩。

(10) 通常工作转速较高，需通过增速齿轮来驱动。

(11) 当冷凝压力太高或制冷负荷太低时，机器会发生喘振而不能正常工作。

(12) 制冷量较小时，效率较低。

综上所述，在蒸发温度不太低和冷量需求量很大时，选用离心制冷压缩机是比较适宜的。

三、分类

离心式制冷机可按其用途、结构形式、使用的制冷剂等进行分类。

1. 按照用途分类

按所生产离心制冷机的用途，可分为冷水机组和低温机组。

(1) 冷水机组 一般用于空调，其蒸发温度在0℃以上，冷凝温度为40℃。它广泛用于高层建筑、舰艇船舶、航空飞机等舒适性空调用的制冷系统以及生产工艺的空调系统(如矿井、纺织、精密机械加工、感光胶片、果品、电视显像管车间等)中。所需的制冷量一般在几百 kW 到一万 kW 以上。在制冷量较大的场合，如采用集中供冷的区域性空调宜采用这种机组。

采用制冷降湿去除高炉炼铁过程所需空气的水分，可使炼铁的焦比降低，铁的质量提高，同时由于鼓风机进口温度的降低，使压缩功减少而补偿了制冷机所需功率。

(2) 低温机组 一般用于化工流程，蒸发温度为－160～－5℃，常用的是－40～－5℃，使用的工质一般是化工流程中的副产品。气体的液化、分离、溶剂的回收、冷却等均需大量的冷量。例如在合成橡胶厂、润滑油脱蜡过程中使用氨制冷机，氯化乙烯树脂装置中使用的丙烯制冷机，高压聚乙烯装置中使用的乙烯、丙烯制冷机均需几千 kW 以上的冷量。在液化天然气工业中采用全冷冻法，可使 600m^3 的天然气液化为 1m^3 的液体，以便于运输。

低温机组还可用于啤酒工业、人造干冰、人造冰场、冷冻土壤、竖井掘进、低温试验室和大型冷库等。

2. 按机组形式分类

离心式制冷机机组可分为开启式、半封闭式和全封闭式。

开启式机组简图如图 6-3 所示，机组的布置是把压缩机、增速器与原动机分开，在机壳外用联轴节连接(图 6-3(*a*))。有的机组则是压缩机、增速器装在同一机壳内，由增速器轴与电动机轴连接(图 6-3(*b*))。在这些机组中为了防止制冷剂的泄漏，在轴的外伸端处必须装有机械密封。

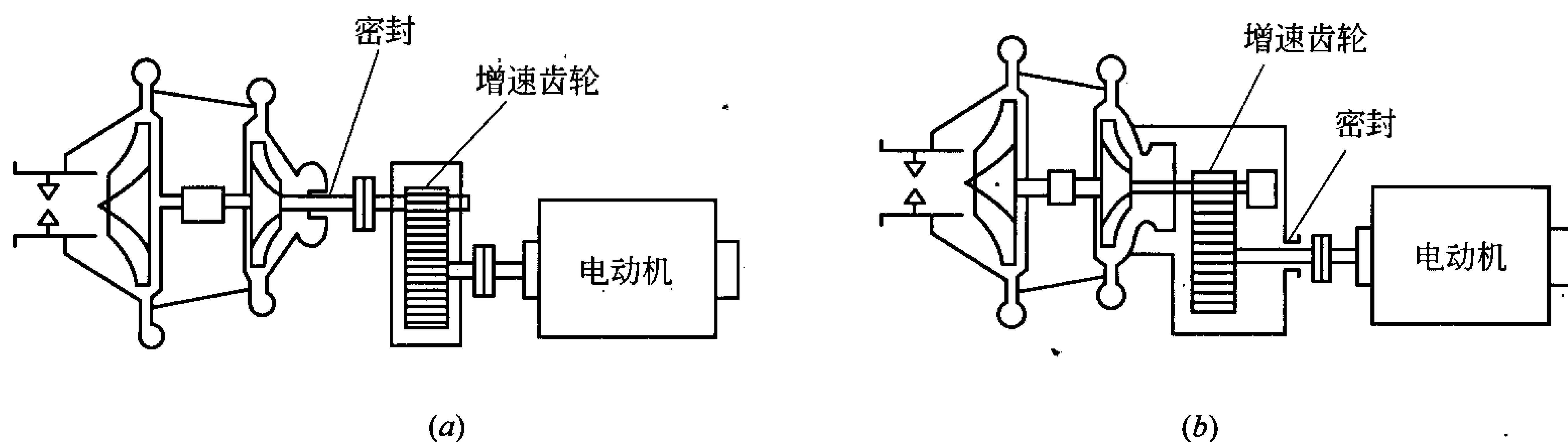


图 6-3　开启式机组简图

(*a*)增速齿轮外装式；(*b*)增速齿轮内装式

半封闭式机组简图如图 6-4 所示。对单级机器可把压缩机、增速器和电动机用一个筒形外壳封装在一起，仅是压缩机的进气口和蒸发器相连，出气口和冷凝器相通。在这种机组中不需要机械密封，但电动机需专门制造，并要考虑其在运转中与冷却和耐氟有关的绝缘问题。

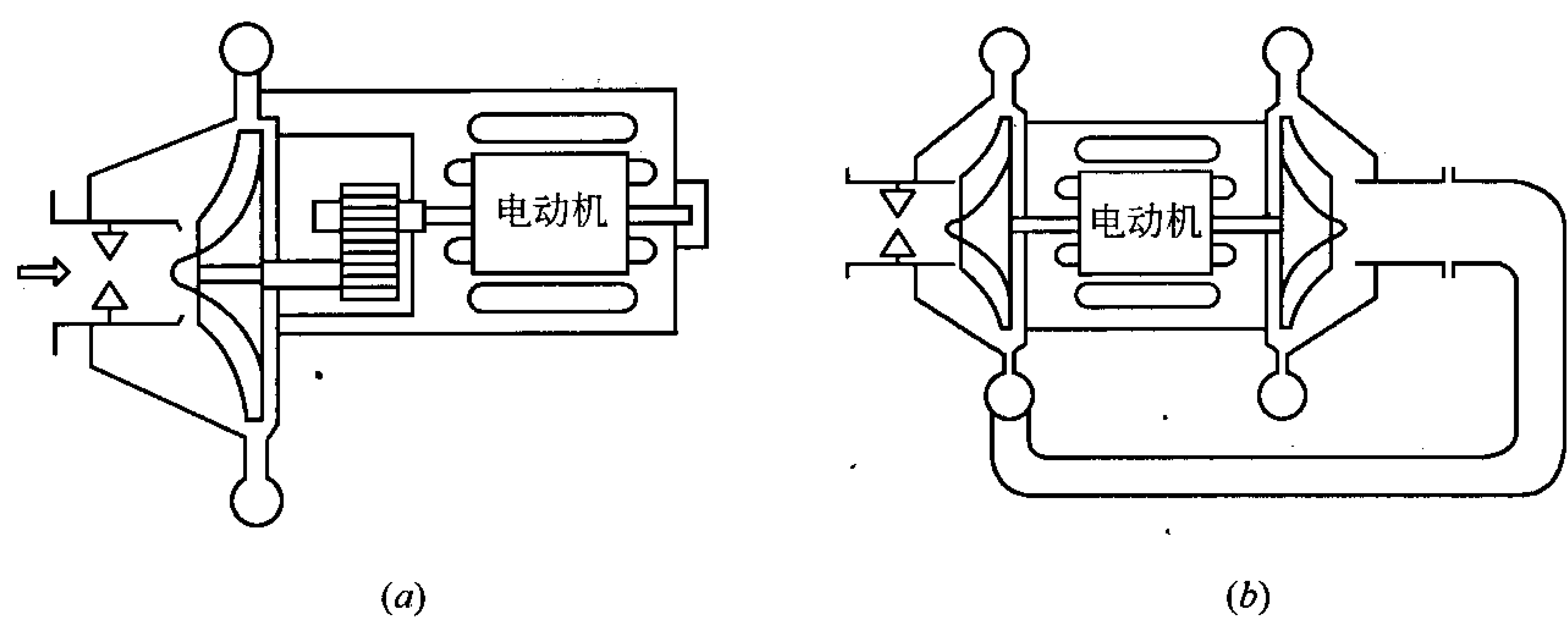


图 6-4　半封闭式机组简图
(a)单级压缩式；(b)直联两级压缩式

全封闭式机组是把所有制冷机械设备封闭在同一机壳内，如图 6-5 所示。对小型制冷机这样做有许多优点：制冷剂泄漏极小，一般不用增速器传动而使构造简单，且噪声小，振动小，同时电动机在制冷剂中得到充分冷却，不会使电动机过载等。

目前国内外机组均按制冷量的大小、蒸发温度的高低、按不同制冷剂的特性而制定离心制冷机的系列，有的国家也按制冷剂制定了系列。

3. 按冷凝器、蒸发器的布置分类

冷凝器和蒸发器一般使用卧式壳管式，有单筒和双筒两种布置方法。双筒是把冷凝器放在上面，蒸发器放在下面成为上下两段。目前采用的冷水机组，单筒结构占优势，其制冷量可达 4420kW 以上。制冷量太小时，由于工艺上的原因，有时也做成双筒结构，如图 6-5 所示。单筒结构是把蒸发器和冷凝器的筒体做成一体，如图 6-6 所示，把压缩机和其他一些附属设备全部放在筒体上面，这可使结构紧凑，占地面积小，造价低，运转、安装方便。

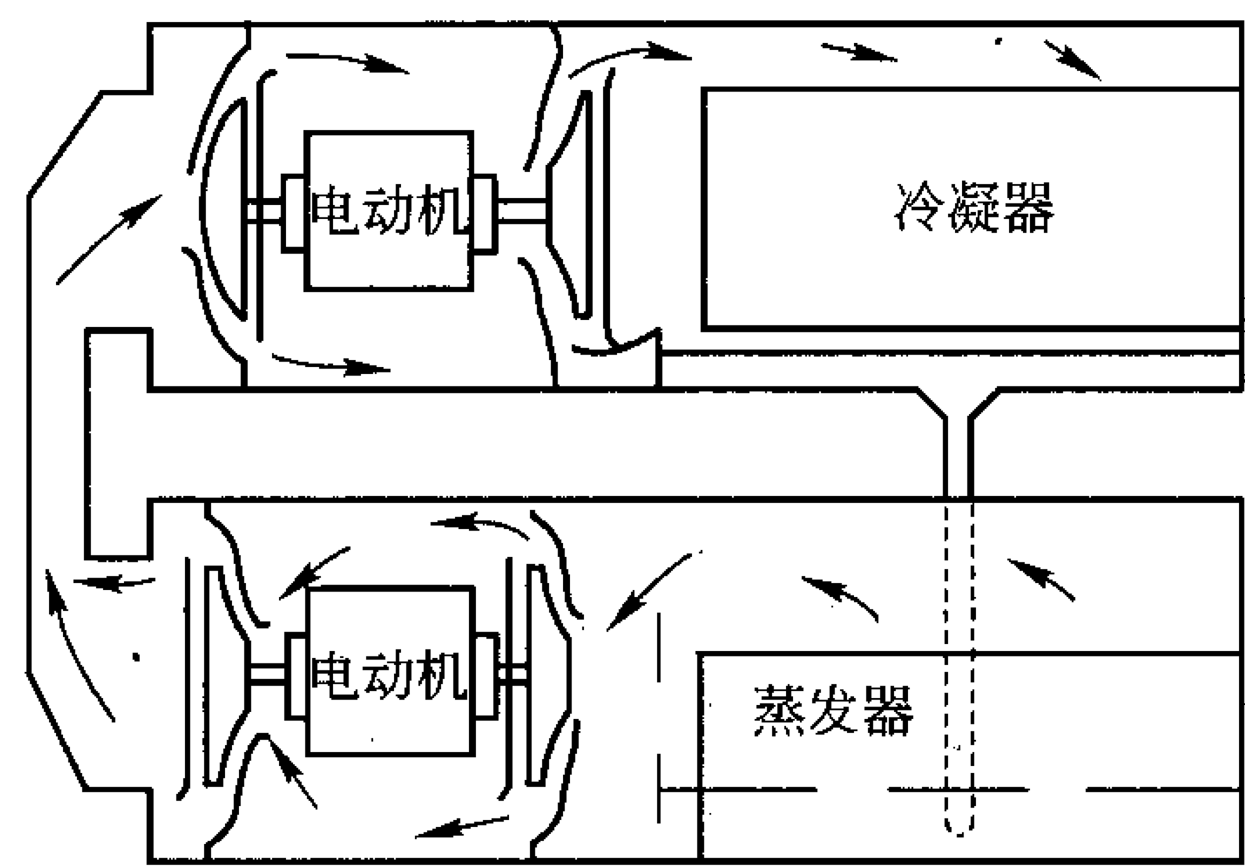


图 6-5　直联四段压缩式全封闭型机组简图

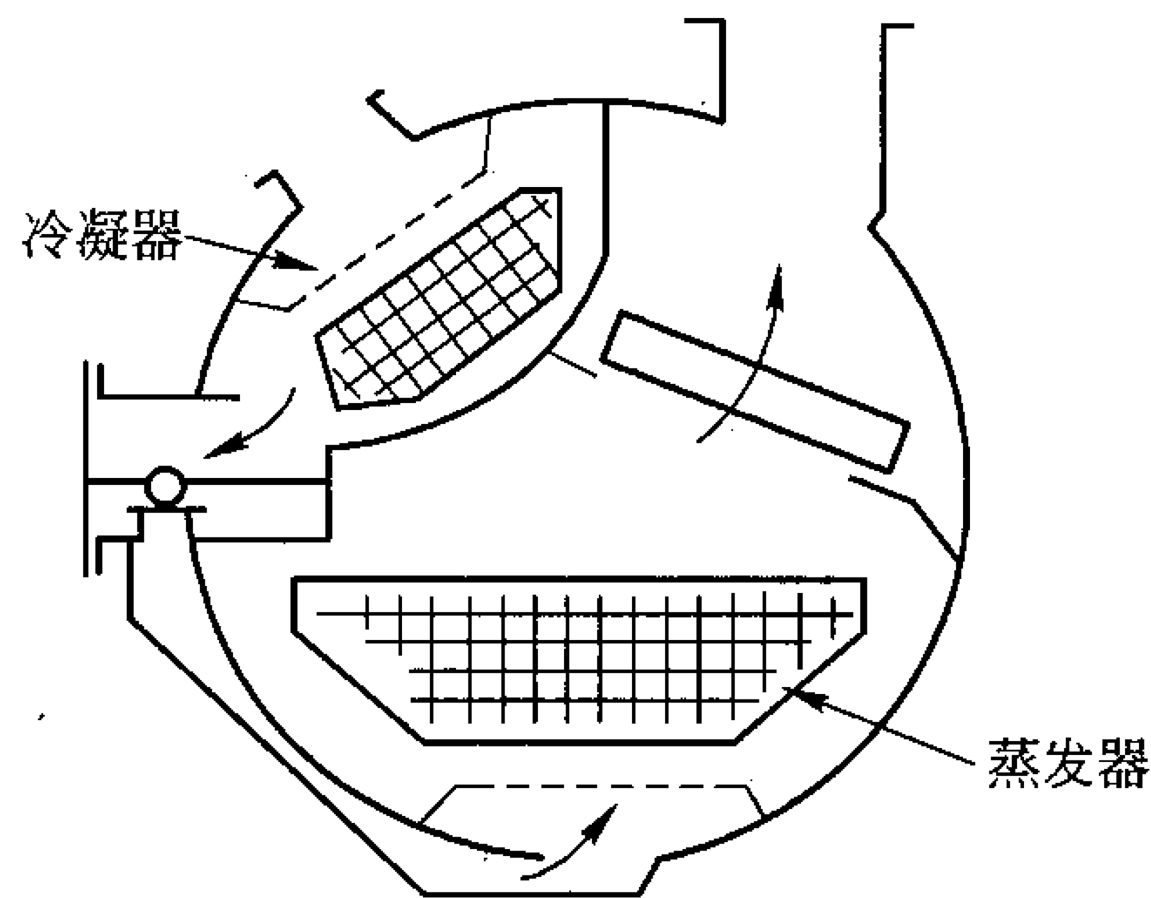


图 6-6　单筒式热交换器

第二节　典　型　结　构

一、总体结构

如上所述，离心制冷压缩机可分为开启式和封闭式两大类，氟利昂离心制冷压缩机为

了减少制冷剂的泄漏，大多采用封闭式结构。

由于使用场合、工况(冷凝温度、蒸发温度)及采用制冷剂的不同，要求离心压缩机产生的能量也各有所异。因此，离心制冷压缩机有单级和多级之分。在空气调节系统中，由于蒸发温度(压力)较高，压缩比较小，一般都采用单级压缩，它的构造如图 6-7 所示。当蒸发温度较低，压缩比较大时则采用多级压缩。它由数个工作轮组成，每一个工作轮与其相配合的固定元件组成一个“级”，级数越多、转速越高，所产生的能量也越大。它的构造如图 6-8 所示。

蒸气的压力是逐级增加的，“级”是组成离心压缩机的基础。中间级有叶轮、扩压器、弯道、回流器、级间密封等，如图 6-9 所示。末级由叶轮、扩压器和蜗壳组成，如图 6-10 所示。

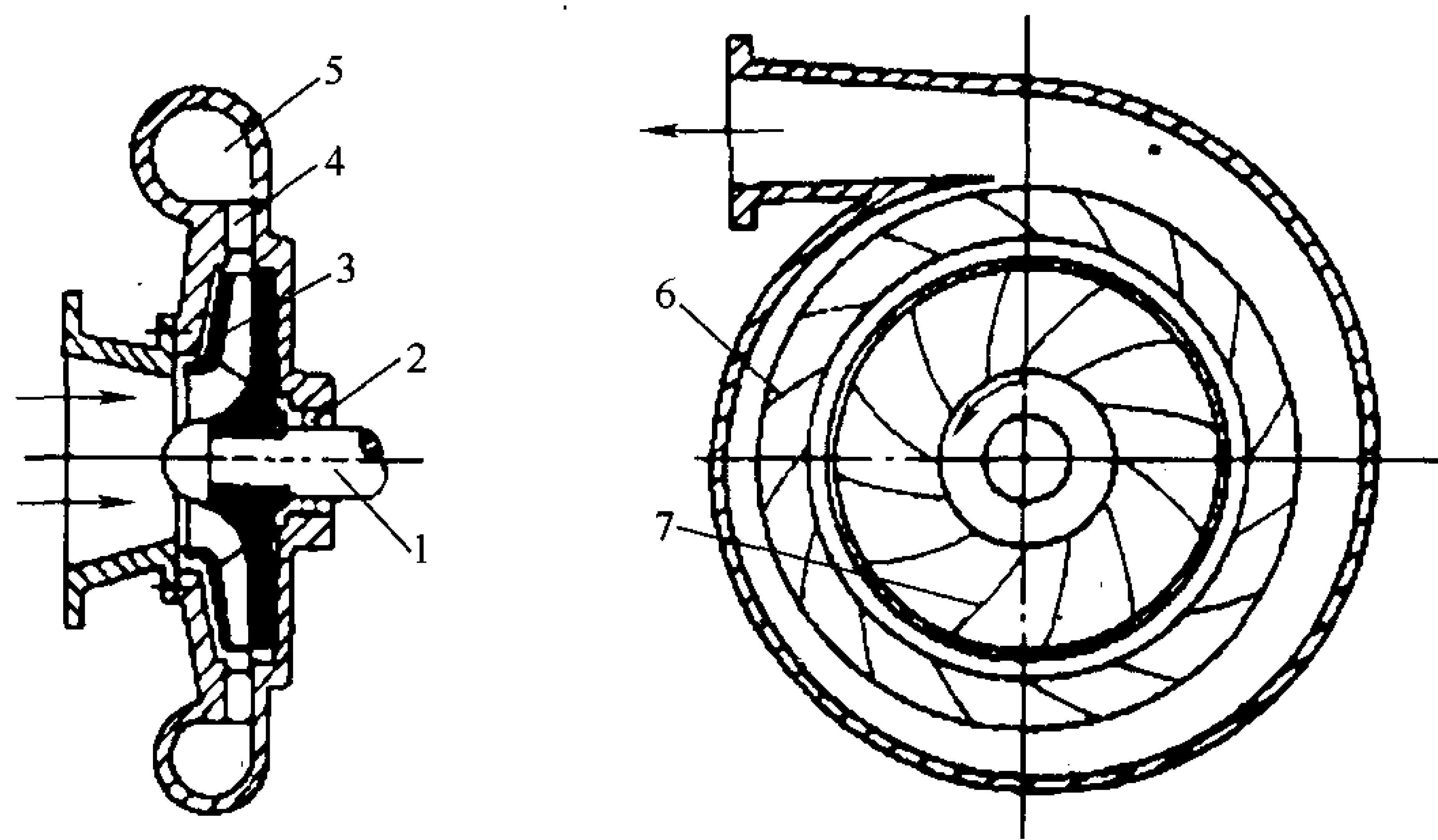


图 6-7 单级离心制冷压缩机结构

1—轴；2—轴封；3—工作轮；4—扩压器；5—蜗壳；6—扩压器叶片；7—工作轮叶片

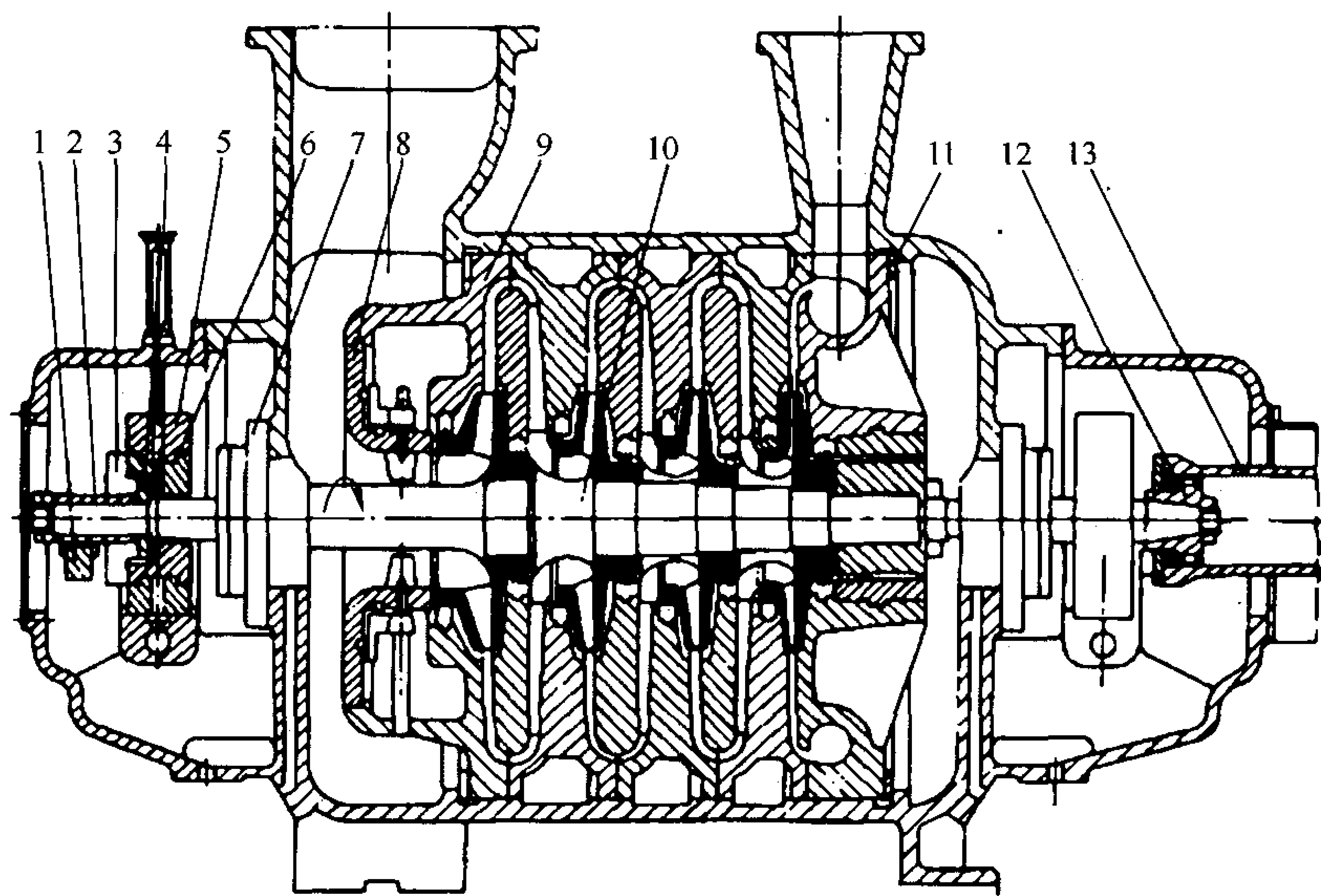


图 6-8 多级离心制冷压缩机结构

1—顶轴器；2、13—套筒；3—止推轴承部；4—止推轴承器；5—轴承；6—调整块；7—机械密封部；8—进口导叶；9—隔板；10—轴；11—调整环；12—连接件

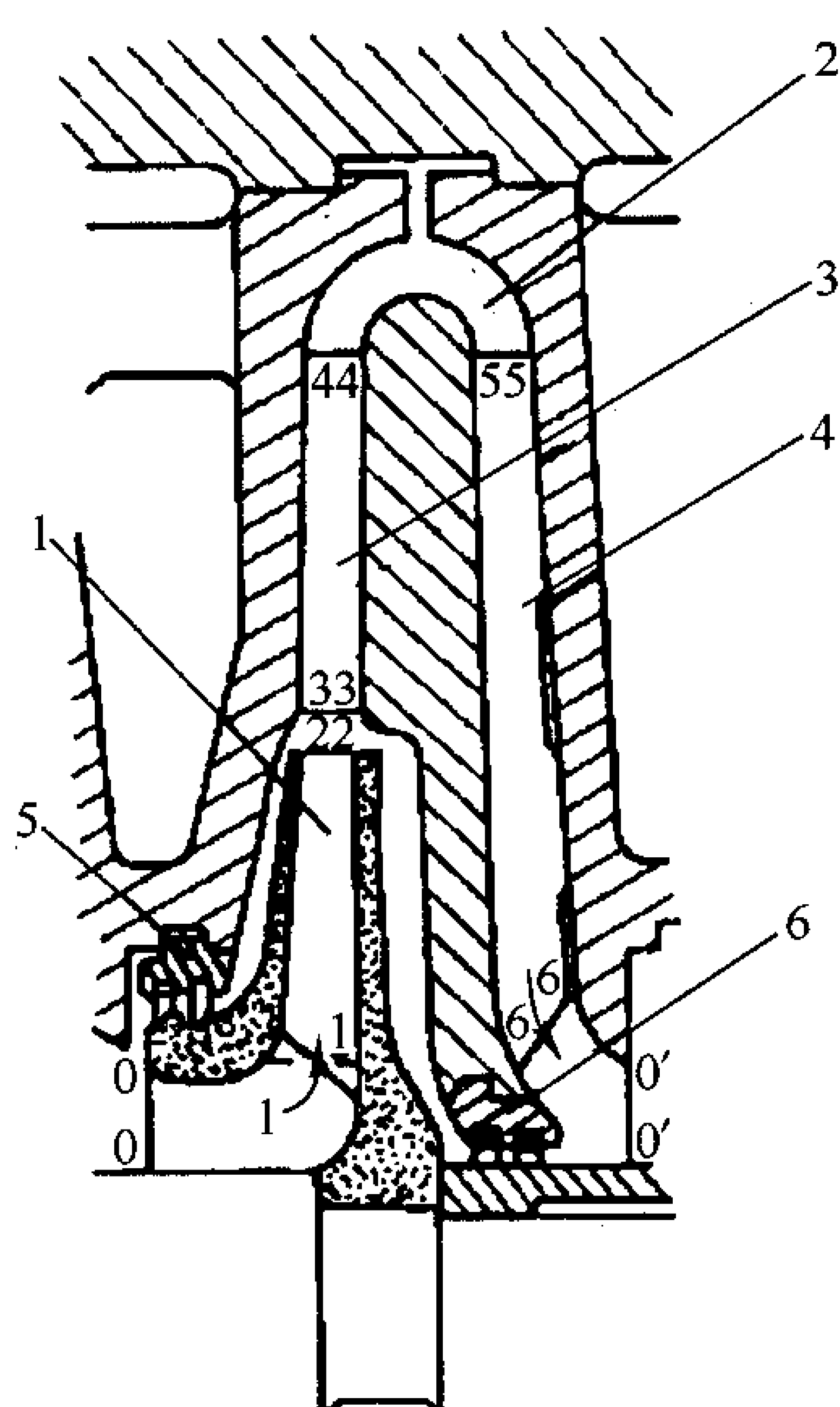


图 6-9 离心制冷压缩机的中间级
1—叶轮；2—弯道；3—扩压器；
4—回流器；5、6—级间密封

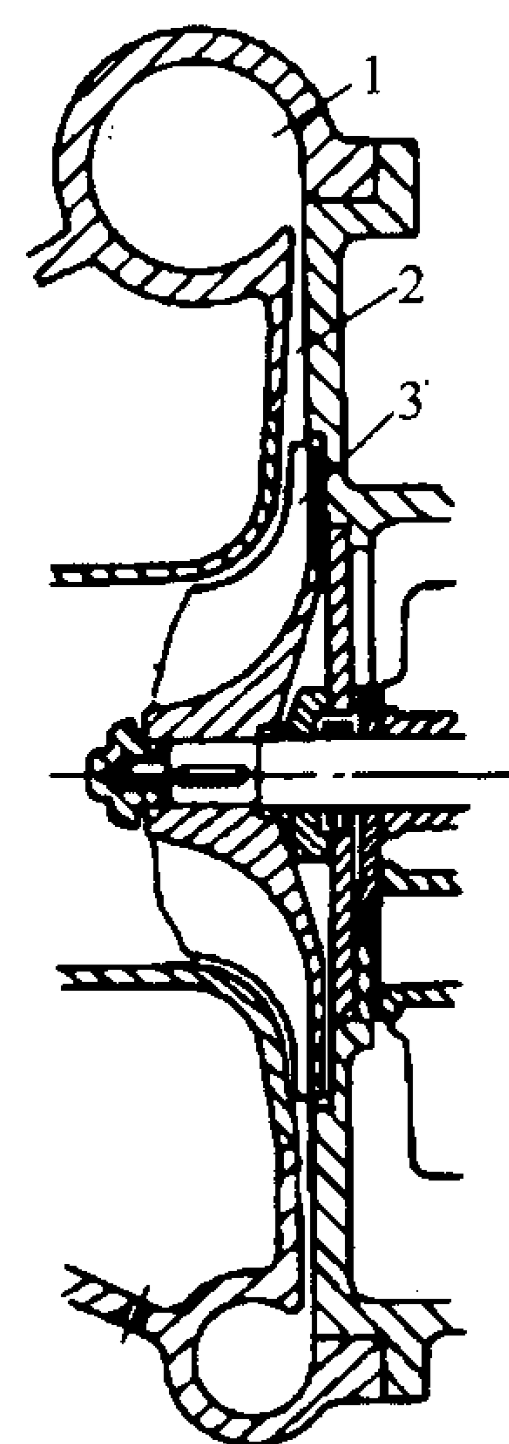


图 6-10 离心制冷压缩机的末级
1—蜗壳；2—扩压器；3—叶轮

压缩机工作时，从蒸发器来的制冷剂蒸气，先进入第一级叶轮入口前的流道—吸入室，然后进入叶轮。气体在叶片的作用下，一边跟着叶轮高速旋转，一边由于受离心力的作用，在叶片槽道中作扩压流动，使气体的压力和速度都得到提高。气体出叶轮后进入流道截面逐渐扩大的扩压器，速度减小，动能转变为压力能，使气体的压力进一步提高。在多级压缩机中，为了把气体引入下一级继续增压，在扩压器后面设置了弯道和回流器。回流器中一般都装有导流叶片，使气体均匀地沿轴向进入下一级。对单级或多级的末级，不存在把气体引入下一级的问题，所以在扩压器的后面不再是弯道和回流器，而是将气体直接排入蜗壳。由于蜗壳外径和流通截面逐渐扩大，使气体进一步减速和扩压，最后从蜗壳出来的气体排至冷凝器。

二、主要零件部件结构

为进一步了解离心制冷压缩机的结构，现对其主要零件部件结构加以介绍。

(1) 吸入室 吸入室的作用是将从蒸发器或级间冷却器来的气体，均匀地引导至叶轮的进口，以减少气流的扰动和分离损失。它的结构比较简单，有轴向进气和径向进气两种。通常空调用单级离心式制冷压缩机都采用轴向进气的结构，如图 6-11(*a*)所示。沿轴线的截面略有收缩，以减少分离损失并保证气体的均匀流动。径向进气结构多采用于多级双支承压缩机中，如图 6-11(*b*)

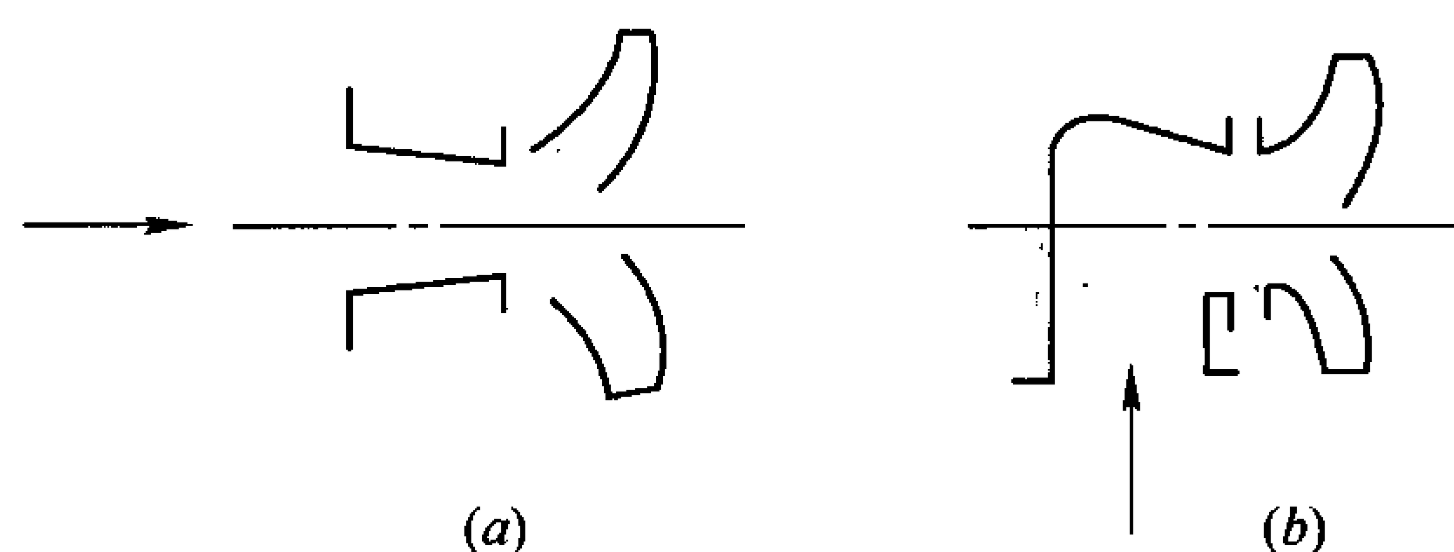


图 6-11 吸入室的结构示意图
(*a*)轴向进气；(*b*)径向进气

所示。为使气流转弯时流动均匀，往往在吸入室设置导流肋片。

(2) 进口导流器　进口导流器安装在第一级进口前的机壳上。它由一组彼此联动旋转的小叶片组成，叶片呈放射状分布，每一个叶片均有一个小圆锥齿轮与一个大锥形齿轮圈啮合，如图 6-12 所示。可以通过伺服电动机自动控制大锥形齿轮圈的转动，也可用手动控制。小圆锥齿轮则带动全部叶片转动，从而改变叶轮进口处的流通截面，达到输气量调节的目的。

(3) 叶轮(工作轮)　叶轮是一个最重要的部件，通过叶轮将能量传递给气体，使气体的速度及压力都得到提高。

叶轮一般由轮盘 1、叶片 2 和轮盖 3 组成，称为闭式叶轮，如图 6-13(*b*)所示。如果仅有轮盘和叶片组成，称为半开式叶轮，如图 6-13(*a*)所示。

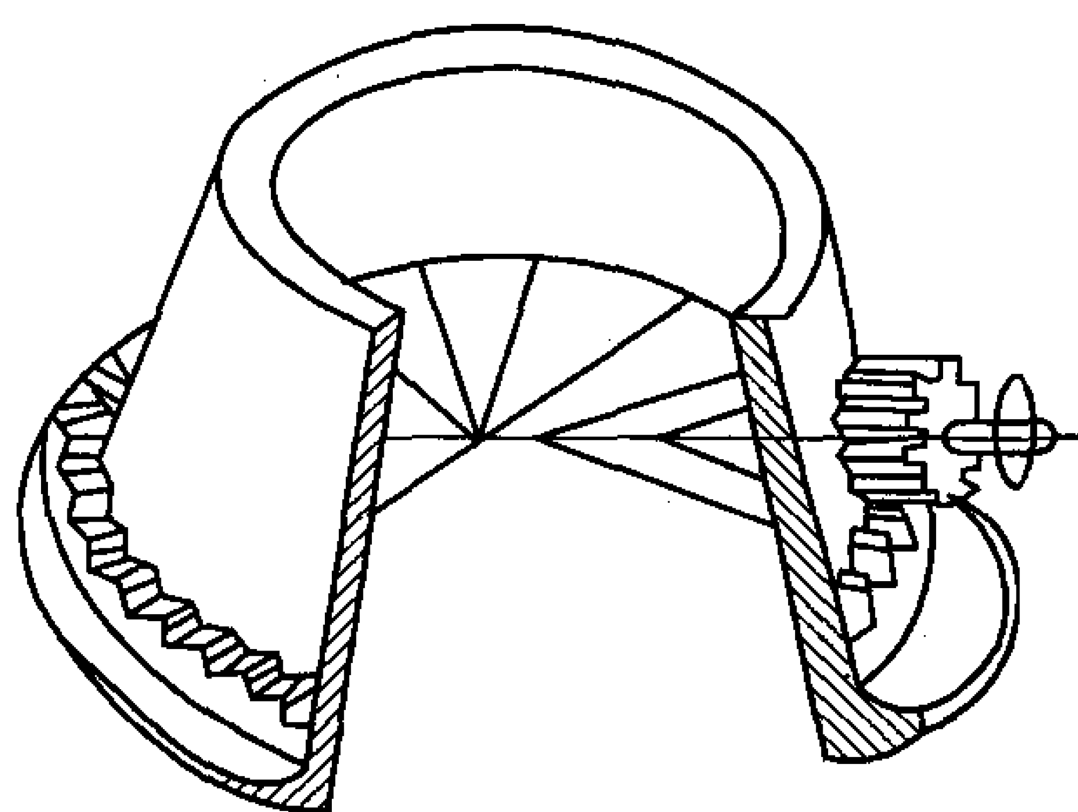


图 6-12　入口导流器调节装置

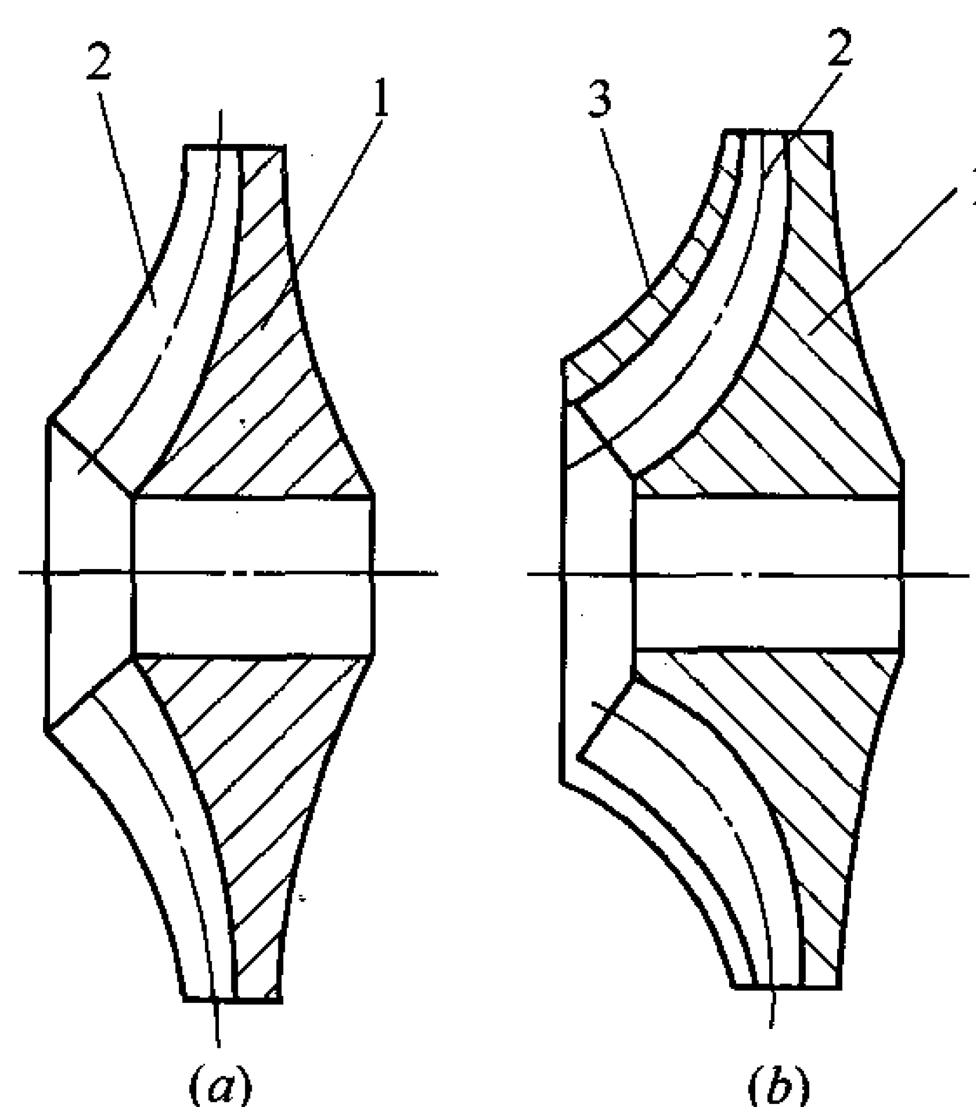


图 6-13　半开式与闭式叶轮
(*a*)半开式；(*b*)闭式
1—轮盘；2—叶片；3—轮盖

影响叶轮性能的主要因素是叶片的弯曲形状。按叶片出口端弯曲方向的不同，可分为后弯、前弯及径向叶轮三种类型，如图 6-14 所示。如弯曲方向与工作轮旋转方向一致($\beta_2<90°$)，称为后弯式；弯曲方向与工作轮旋转方向相反($\beta_2>90°$)，称为前弯式；叶片出口方向与工作轮半径方向一致($\beta=90°$)称为径向式。

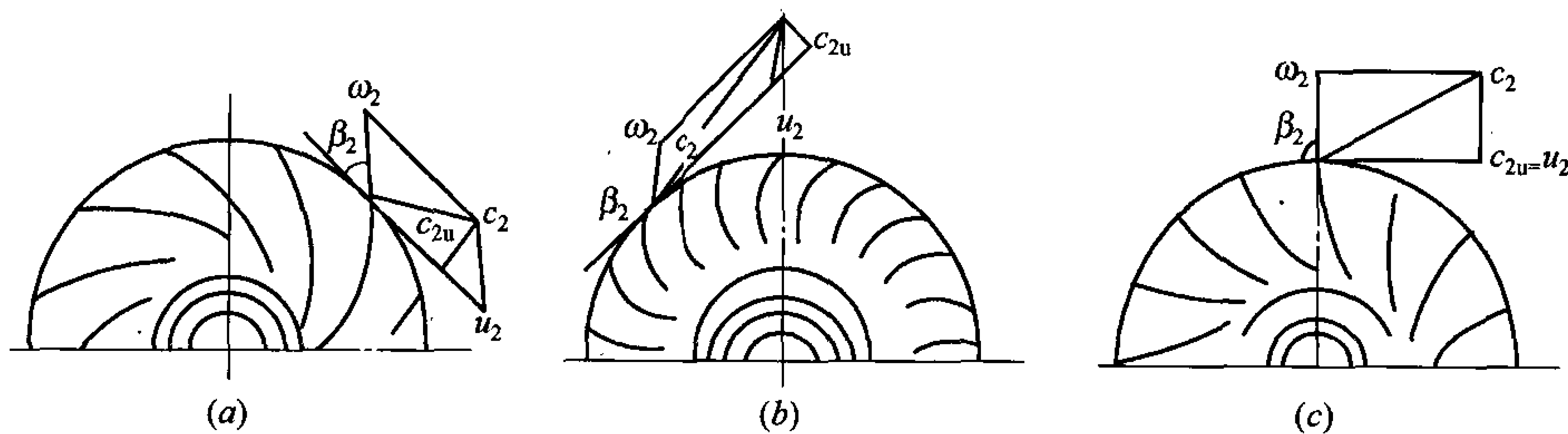


图 6-14　后弯、前弯和径向型叶轮
(*a*)后弯叶轮；(*b*)前弯叶轮；(*c*)径向叶轮

由于后弯式叶片的级效率较高，因此被广泛采用。

叶轮是高速旋转的部件，要求材料具有足够的强度，一般用碳钢或合金钢制成。氟里昂离心压缩机的叶轮，一般采用高强度铝合金精密铸造而成。为了减少振动，叶轮和轴必须经过动平衡试验，以达到规定的动平衡要求。

(4) 扩压器　扩压器是固定部件中最重要的一个部件。它的作用是将叶轮出口的高速气体的动能转化为压力能。扩压器通常是由两个和叶轮轴相垂直的平行壁面组成。如果在两平行壁面之间不装叶片，称为无叶扩压器(图 6-15(*a*))；如果设置叶片，则称为叶片扩压器(图 6-15(*b*))。扩压器内环形通道截面是逐渐扩大的，当气流通过时，速度逐渐降低，压力逐渐升高。

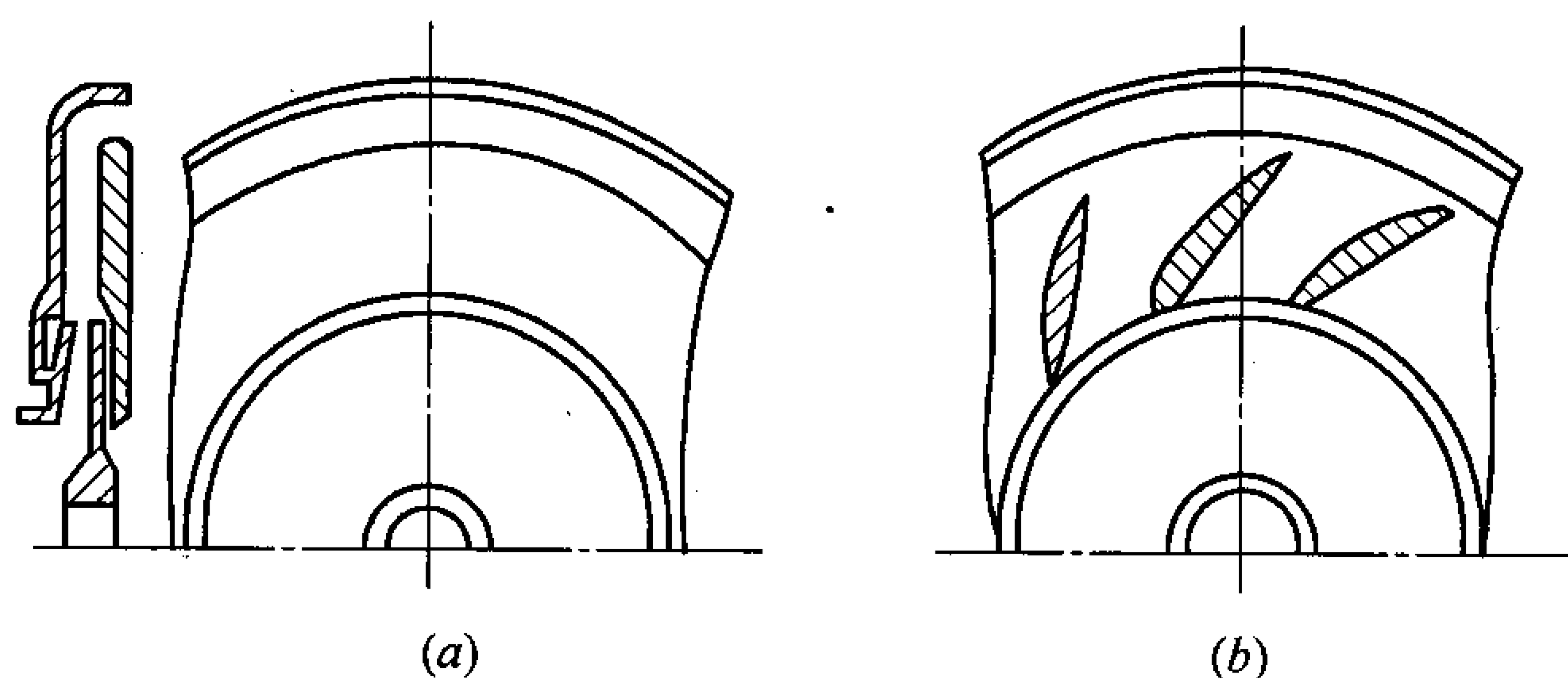


图 6-15　无叶扩压器和叶片扩压器结构
(*a*)无叶扩压器；(*b*)叶片扩压器

无叶扩压器结构简单，制造方便，由于流道内没有叶片阻挡，无冲击损失，故被广泛采用。

(5) 弯道和回流器　在多级离心式制冷压缩机中，弯道和回流器是为了把由扩压器流出的气体导至下一级叶轮。气体在弯道和回流器的流动，可以认为压力和速度不变，仅改变气体的流动方向。弯道的作用是将扩压器出口的气流引导至回流器进口，使气流的方向从背轴心方向变为沿轴心方向。回流器则是把气流均匀地导向下一级叶轮的进口，为此，在回流器流道中设有叶片，使气体按叶片弯曲方向流动，沿轴向进入下一级叶轮。

(6) 蜗壳　蜗壳的作用是把扩压器流出的气体汇集起来，集中排至冷凝器或级间冷却器。蜗壳在径向面上的形状似蜗牛壳，外径和流通截面逐渐扩大，也起到使气流减速和扩压的作用，如图 6-16(*a*)所示。蜗壳的断面形状常用偏置圆形，如图 6-16(*b*)、6-16(*c*)、6-16(*d*)所示。

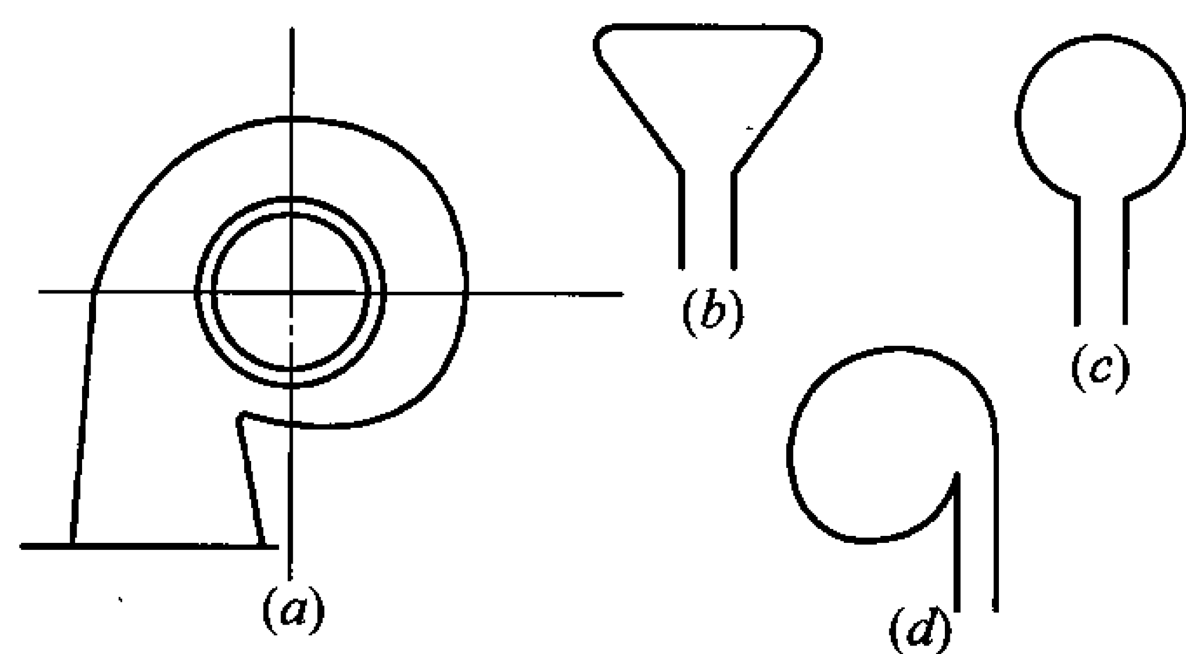


图 6-16　蜗壳的横断面形状
(*a*)蜗壳外形；(*b*)梯形；
(*c*)正置圆形；(*d*)偏置圆

(7) 密封　转动元件与固定元件之间均需留有一定的空隙，若间隙两边压力不相等，则会产生泄漏。为了防止轮盖及隔板处的级间内泄漏和轴外伸端及平衡盘处的外泄漏，在离心制冷压缩机中，往往采用迷宫式密封和机械摩擦环式密封装置。迷宫式密封的结构形式如图6-17所示，其工作原理是：当气体通过梳齿状密封片间隙时，气流近似地经历了一个等熵膨胀过程，其压力下降，流速增加；当气流进入两个密封片之间的空腔时，由于截面积的突然扩大，

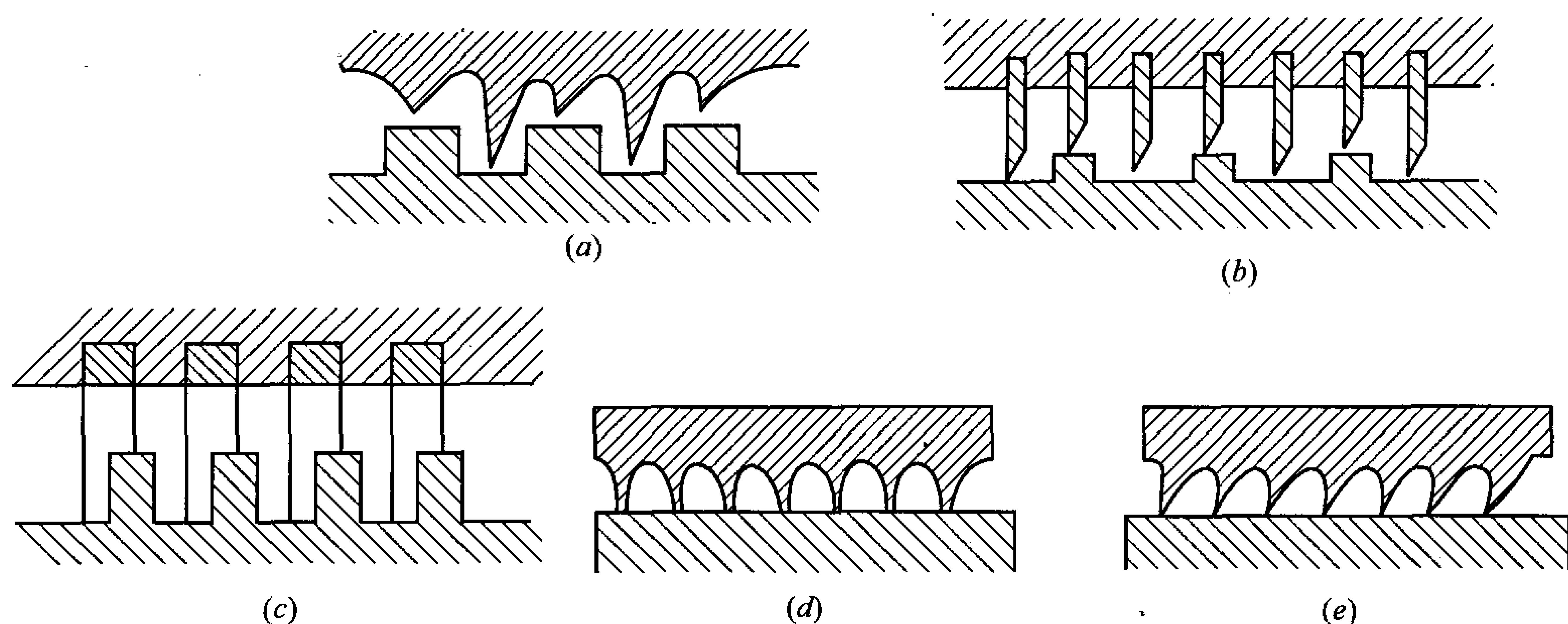


图 6-17 迷宫式密封的结构形式

(a)整体式；(b)镶嵌式；(c)组合镶嵌式；(d)、(e)光轴式

形成剧烈的漩涡，速度几乎完全损失，而压力没有变化；随后气流每流经一个密封片的间隙和空腔时，压力逐渐降低。若适当配置若干个密封片数，就可以使最后一个空腔内的压力与前一级的压力(或大气压力)相等，从而可减少内、外泄漏损失，起到密封的作用。

(8) 平衡盘 由于叶轮两侧的压力不相等，在转子上受到一个指向叶轮进口方向的轴向推力。为了减少止推轴承的载荷，往往在末级之后设置一个平衡盘，如图 6-18 所示。因平衡盘左侧为高压，右侧与进气压力相通，因而形成一个相反的轴向推力，减轻了止推轴承的负荷。

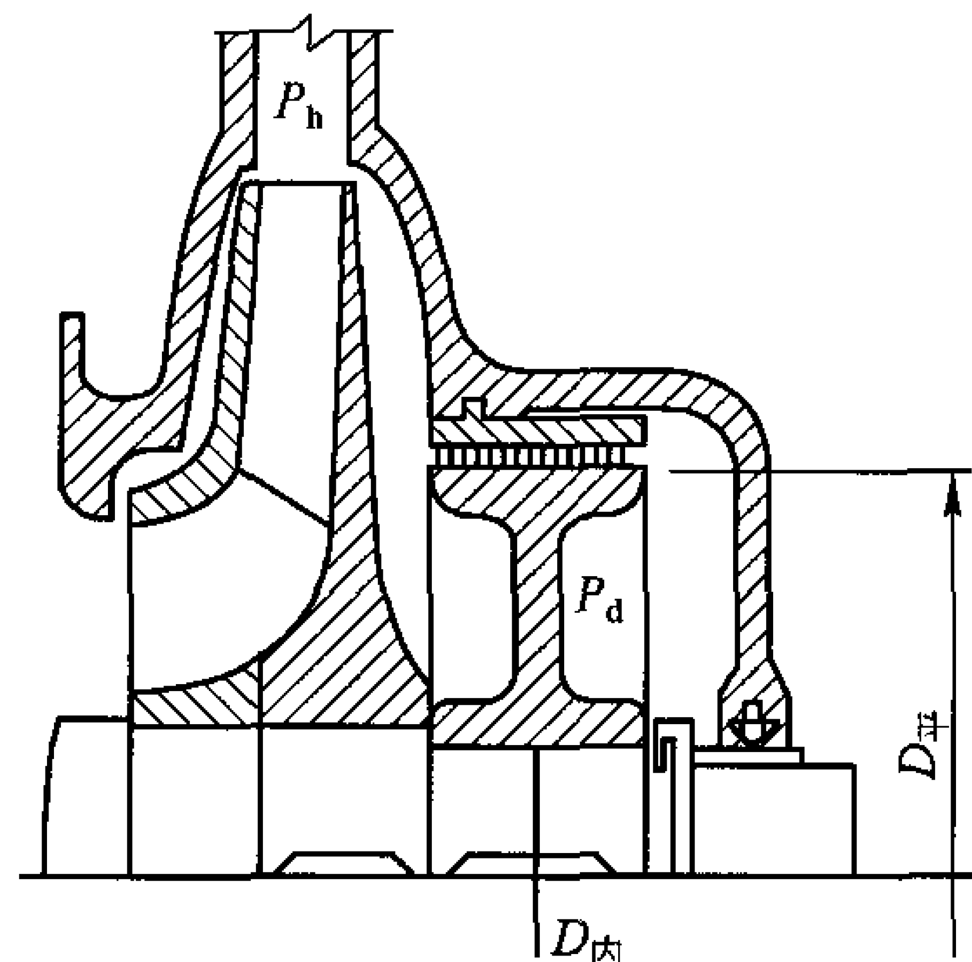


图 6-18 平衡盘

(9) 轴承 离心制冷压缩机中，在轴的两端装有支撑用的滑动轴承，而轴向推力则由止推轴承来承担。

第三节 能量转换及工作特性

一、能量转换的基本方程

1. 欧拉方程式

(1) 叶轮进、出口速度三角形 叶轮对气体作功，反映在气体进、出口处流动速度的变化上。气体在旋转叶轮通道中流动时，对一个气体质点可有三个运动：1)气体相对于叶道的流动称为相对运动，用相对速度 w 表示；2)叶轮相对于地面的运动称为牵连运动，用圆周速度 u 表示；3)气体质点相对于地面的运动称为绝对运动，用绝对速度 c 表示。三种速度以矢量相加，组成一个封闭的三角形，称为气体运动的速度三角形。图 6-19 表示叶轮进、出口速度三角形。图中脚注 1、2 表示进、出口截面处速度。常把 c_1 和 c_2 分解成

两个分速度，即圆周分速度 c_{1u} 和 c_{2u}（其大小在一定程度上反映了压力的大小，单位为 m/s）和径向分速度 c_{1r} 和 c_{2r}（其大小在一定程度上反映了流量的大小，单位为 m/s）。一般情况下，进出口处为直角三角形，即 $c_{1u}=0$，$c_{1r}=c_1$。

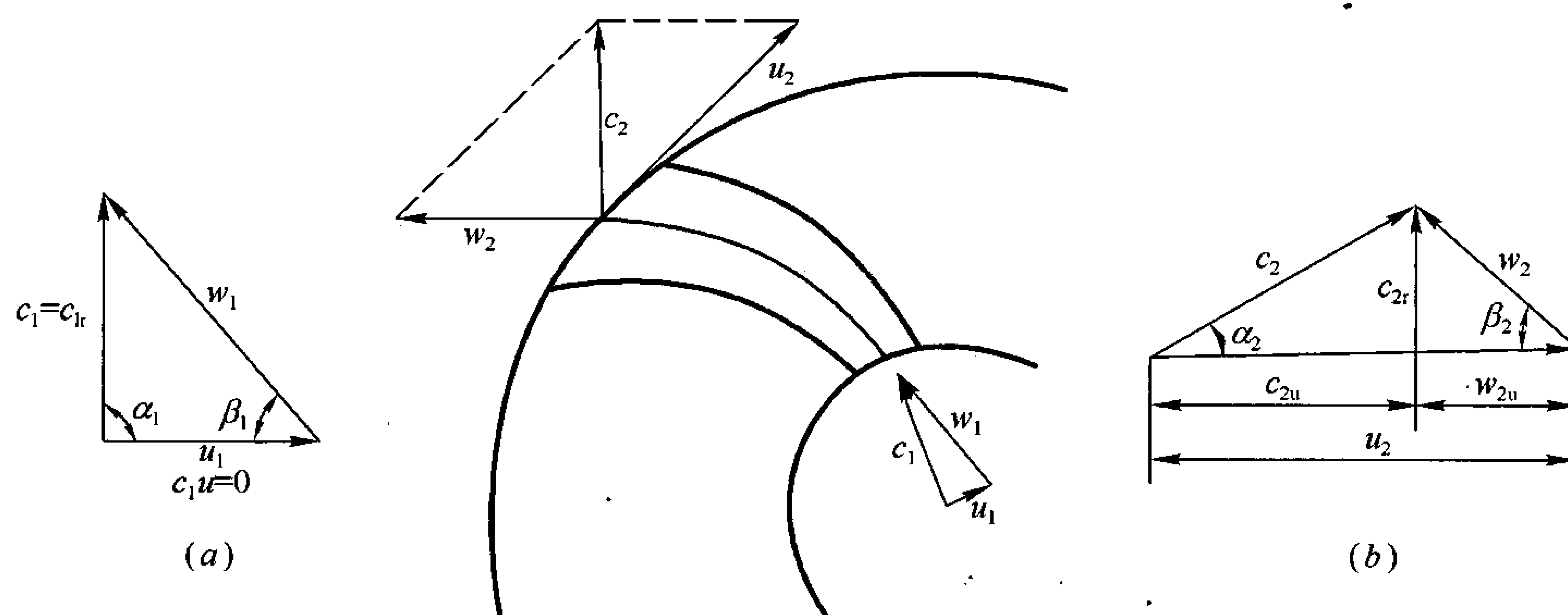


图 6-19 叶轮进出口速度三角形

(a)进口速度三角形；(b)出口速度三角形

(2) 欧拉方程式

从动量矩定律可求得：

$$h_{th}=c_{2u}u_2-c_{1u}u_1 \tag{6-1}$$

式中 h_{th}——1kg 气体流经叶轮叶片获得的理论能量，kJ/kg；

u_1、u_2——叶轮进、出口处的圆周速度，m/s；

$u_1=\pi D_1 n/60$，$u_2=\pi D_2 n/60$；

D_1、D_2——叶轮外径，m。

若已知叶轮进、出口截面的 u 和 c_u，便可求出叶轮流过叶道时单位质量气体的能量。欧拉方程式是透平机械的基本方程。

由速度三角形按式(6-1)推导可得到：

$$h_{th}=\frac{u_2^2-u_1^2}{2}+\frac{w_1^2-w_2^2}{2}+\frac{c_2^2-c_1^2}{2} \tag{6-2}$$

式(6-2)是欧拉方程式又一表达式，它具有清晰的物理概念。式中等号右边第一项和第二项之和，说明叶轮中圆周速度的增加和相对速度的减少，大部分用来提高气体的静压能，小部分用来克服叶轮中气体的流动损失。第三项则是气体增加的速度能(亦称为动能)。

2. 能量方程式

叶轮对气体作功转换成气体的能量，在满足质量守恒的前提下，并假设气体与外界无热交换，则级中能量方程式可表示为：

$$h_{tot}=W_{tot}=h_2-h_1+\frac{c_2^2-c_1^2}{2} \tag{6-3}$$

式中 h_{tot}——1kg 气体在叶轮中获得的总能量，kJ/kg；

W_{tot}——叶轮对 1kg 气体所作的总功，kJ/kg；

h_1——控制截面进口处气体的比焓，kJ/kg；

h_2——控制截面出口处气体的比焓，kJ/kg。

3. 伯努利方程式

叶轮传递给 1kg 气体的功，用于气体静压的升高、动能的变化和克服各种损失。将能量方程用机械能形式表示，则为伯努利方程：

$$h_{tot}=W_{tot}=h_{th}+h_l+h_{df}=\int_1^2\frac{dp}{\rho}+\frac{c_2^2-c_1^2}{2}+h_{hyd}+h_l+h_{df} \tag{6-4}$$

上式不论是对理想气体还是对黏性气体均适用。压缩机级中 1kg 气体消耗的总功或气体获得的总能量由三部分组成：(1) $h_{th}=\int_1^2\frac{dp}{\rho}+\frac{c_2^2-c_1^2}{2}+h_{hyd}$，为气体获得的理论能量头 h_{th}，它包括气体静压 $\int_1^2\frac{dp}{\rho}$ 的提高、动能 $\frac{c_2^2-c_1^2}{2}$ 的增加以及克服流动损失 h_{hyd}；(2) h_l 为在叶轮轮盖外侧气体由叶轮出口的高压处流回叶轮进口低压处的内漏气损失，漏气量为 q_{ml}；(3) h_{df} 为轮盘和轮盖外侧在空腔中高速旋转时的摩擦损失，亦称为轮阻损失。各种损失 h_{hyd}、h_l 和 h_{df} 以热的形式传递给气体，增加了压缩功。

欧拉方程、能量方程和伯努利方程，反映了叶轮传递给气体的功与气体参数之间的关系。

二、工作特性

1. 工况变动时对性能的影响

工况变动时，离心制冷压缩机的性能也将发生变化，它与活塞制冷压缩机有类似之处。

(1) 蒸发温度对性能的影响　当转速和冷凝温度不变时，制冷量随蒸发温度的变化情况如图 6-20(*a*)所示。从图中可以看出，蒸发温度越低，制冷量下降越剧烈。蒸发温度对性能的影响较大。

(2) 冷凝温度对性能的影响　当转速和蒸发温度不变时，制冷量随冷凝温度变化时的情况如图 6-20(*b*)所示。从图中可以看出，当冷凝温度高于设计值时，离心制冷压缩机的制冷量将急剧下降。

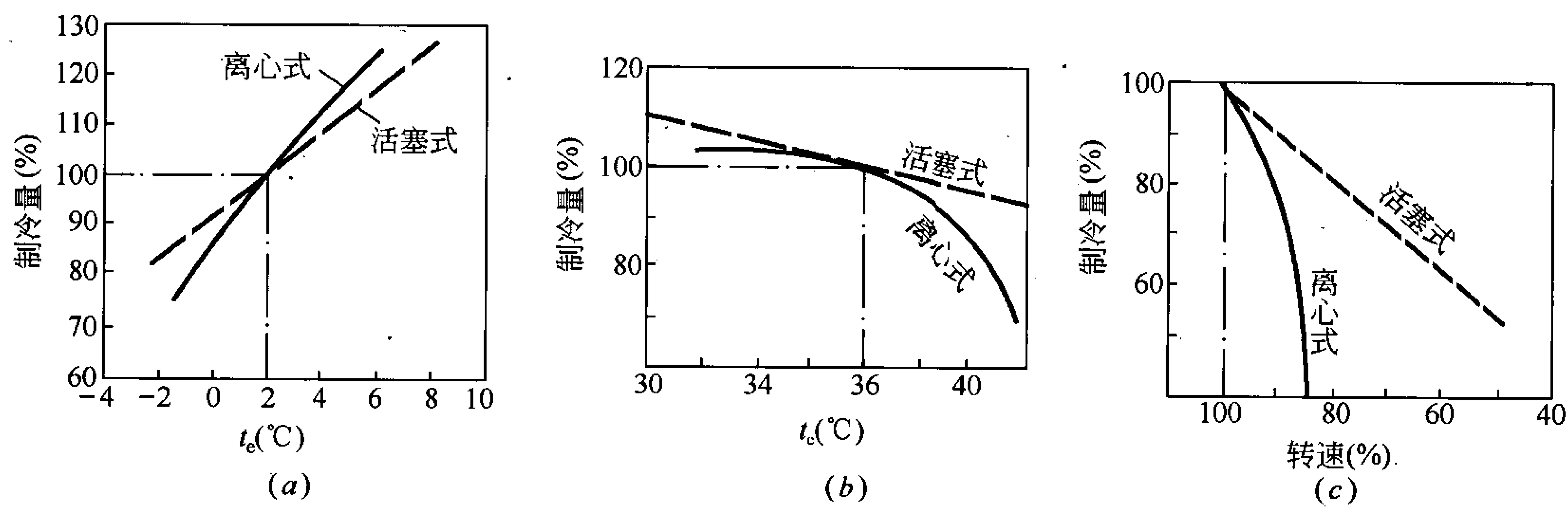


图 6-20　离心式与活塞式压缩机性能的比较

(*a*)蒸发温度变化的影响；(*b*)冷凝温度变化的影响；(*c*)转速变化的影响

(3) 转速对性能的影响　由于离心压缩机产生的能量与转速的平方成正比，因此随转速的降低，动能急剧下降，因而制冷量也将急剧下降，如图 6-20(*c*)所示。

2. 喘振与堵塞

图 6-21 示出离心压缩机的特性曲线。若压缩机在设计工况 A 点下工作时，气流方向和叶片流道方向一致，不出现边界层脱离现象，效率达最高值。当流量减小时(工作点向 A_1 移动)，气流速度和方向均发生变化，使非工作面上出现脱离现象，当流量减少到临界值(A_1 点)时，脱离现象扩展到整个流道，使损失大大增加，压缩机产生的能量不足以克服冷凝压力，致使气流从冷凝器倒流。倒流的气体与吸进来的气体混合，流量增大，叶轮又可压送气体。但由于吸入气体量没有变化，流量仍然很小，故又将产生脱离，再次出现倒流现象，如此周而复始。这种气流来回倒流撞击的现象称为“喘振”，它将使压缩机产生强烈的振动和噪声，严重时会损坏叶片甚至整个机组。

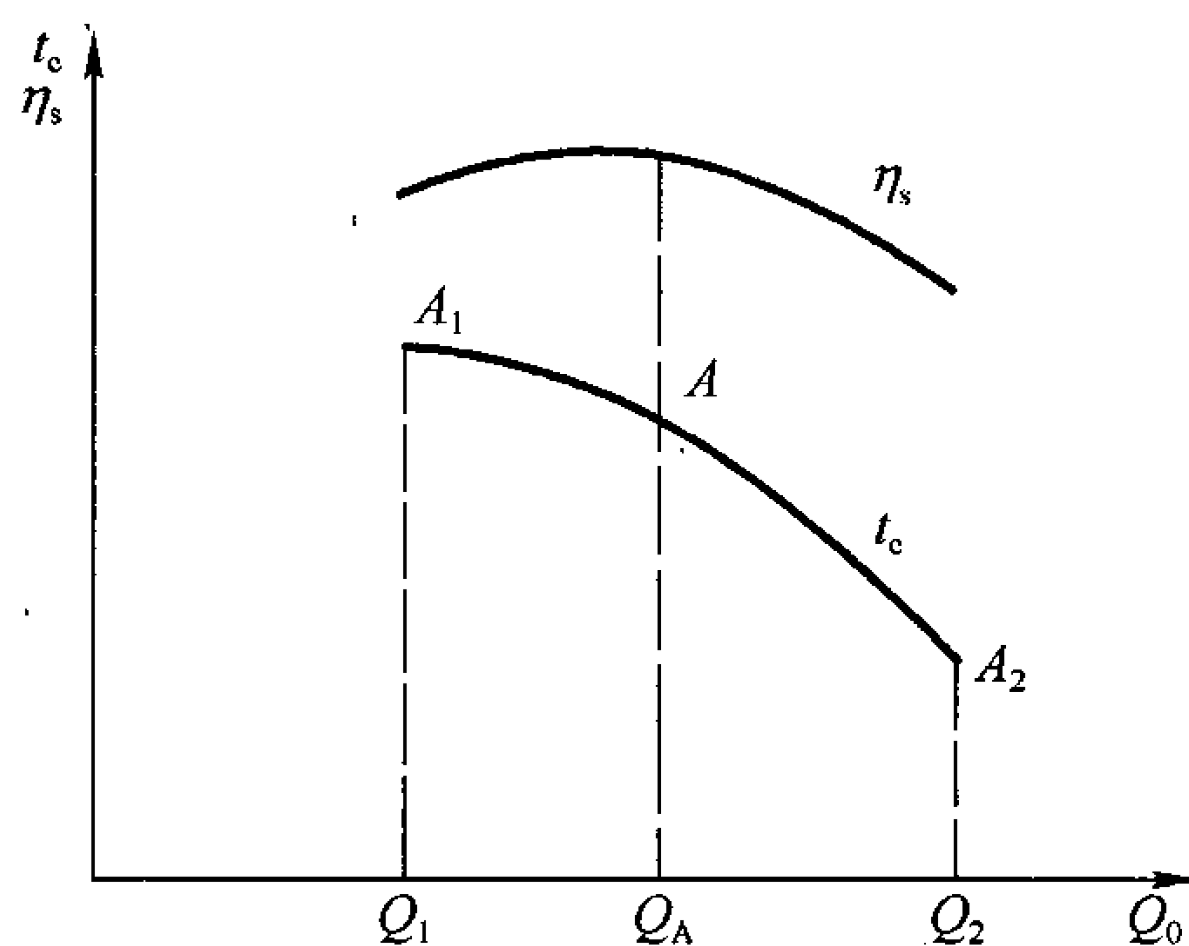


图 6-21　压缩机工况变化时的特性曲线

为了防止当压缩机工况发生变化或调节压缩机制冷量(减少负荷)时发生喘振现象，机组中可采取反喘振措施。例如，从压缩机出口旁通一部分气流直接进入压缩机的吸入口，加大它的吸入量，从而避免喘振现象的发生。

所谓堵塞，即流量已达最大值(图 6-21 中的 A_2 点)，此时，压缩机流道中某个最小截面处的气流速度达到了音速，流量不可能继续增加。

从堵塞点(最大流量点)到喘振点(最小流量点)这一范围，称为离心压缩机的稳定工作区，它的大小也是压缩机性能好坏的标志之一。

三、容量调节

离心式制冷压缩机制冷量的调节方法很多，如改变压缩机转速、进气节流、改变叶轮进口前可转导叶的转角、改变冷凝器的冷却水量、吸气旁通等。其中，改变叶轮进口前可转导叶转角的方法调节，经济性较好，调节范围较宽，方法又较简单，故被广泛采用。

1. 带导叶的离心式冷水机组的调节

制冷机组在叶轮进口前装有一组放射性可转动叶片，如图 6-12 所示。导叶为可变角度的叶片组件，导叶的变化能调节进入压缩机的制冷剂的流量，控制制冷剂蒸发，改变压缩机的制冷能力。导叶开启度增大，冷量也增大；导叶开启度减少，冷量也减少。当导叶处于卸载位置，压缩机的制冷能力大概是其满载的 10%。当导叶处于满载位置，压缩机的制冷能力是 100%。当冷水温度开始下降，控制装置将使压缩机导叶慢慢地关闭，这就减少了压缩机吸入制冷剂的量。压缩机卸载的速率，取决于运行点偏离设置点的偏差大小和冷水温度下降的快慢。导叶的变化改变了压缩机的制冷能力。控制装置将不断地驱动导叶执行电动机，调整导叶开度，直到压缩机的制冷量使冷水温度等于设定值。监视器监视数字和模拟输入信号，根据需要执行冷量优先控制或安全停机。

如果导叶处于卸载或关闭状态，而冷水温度仍低于设定值，机组将进入再循环模式。

在再循环过程中，控制系统将通过自动停机和启动这样的循环来维持冷水温度。当然，如果装有热气旁通装置，当负荷降低到低于最小的可识别状态时，热气旁通阀将开通。

静止带是指冷水或盐水出水温度和温度设定点间的公差。若出水温度升高或降低到静止带以外，则控制系统会命令导叶打开或关闭，直到水温回复至公差范围以内。控制系统可设定较小的静止带，出水温度会被控制在较精确的温度范围内，导叶开关的动作较为频繁；若控制系统设定较大的静止带，则出水温度会被控制在较粗的温度范围内，导叶开停的动作不频繁。一般负载变化较频繁的情况建议采用后者。

比例带是按照出水温度和设定点间差距的比例修正导叶位置的速率，离开设定点愈远，导叶移动的速率愈快；差距愈小，移动愈慢。

控制加负载的速率，是使主压缩机在启动的最初一段时间内，限制导叶打开的速率，以避免急速地增加主压缩机的负载。因此，冷水出水温度平均每分钟降低的度数即可获得控制。控制加负载的速率可由控制系统设定。控制加负载过程所持续的时间(分钟)可根据下面的公式进行计算：

$$\text{控制加负载过程所持续的时间}=\frac{\text{主压缩机启动时出水温度}-\text{设定出水温度}}{\text{控制加负载的速率}}$$

冷量加载控制可以阻止一些由以下一些因素引起的安全停机：电动机电流超限、制冷剂低温超出安全限、电动机绕阻高温超出安全限、压缩机高扬程(喘振保护)、冷凝器高压超限等。所有这些情况，压缩机导叶控制都有两个步骤：

(1) 导叶保持不再开大，显示屏上显示超限的原因。

(2) 导叶关闭一直到情况降低到安全极限设置点以下，然后导叶回复到正常的能量控制。

2. 变频调节

应用于离心式冷水机组中的变频驱动装置(Variable Speed Drives ，简称 VSD)针对离心式冷水机组是速度型机组这一特点，通过调节电动机转速和优化压缩机导流叶片的位置，使机组在各种工况下，尤其是部分负荷情况下，始终保持最佳效率。

离心式制冷压缩机由电动机通过增速齿轮带动叶轮高速旋转，叶轮高速旋转的离心力压缩制冷剂气体，并使气体的大部分动能转变为压力能。显然，气体从叶轮获得的能量，最终是通过电动机输入的。一般速度型压缩机的电动机消耗功率与转速的立方有关，即减小转速，将大大减小功率。同时提高压缩机的效率，降低冷水机组的功耗。

VSD 根据冷水出水温度和压缩机压头来优化电动机的转速和导流叶片的开度，从而使机组始终在最佳状态区运行。VSD 控制的基本参数是冷水出水温度实际值与设定值的差值。当机组在满负荷工况下运行时，导流叶片全开，电动机速度逻辑完全由温差控制。随着冷负荷的下降，电动机转速减小，并通过压缩机的压头和系统最小允许转速来控制电动机速度逻辑，直至转速达到最小为止。此时，电动机将保持在最小转速，并由电动机转速来给导流叶片控制逻辑提供信号，使其减小导流叶片的开度。随着冷负荷的继续下降，来自压缩机的转速信号继续关闭导流叶片，并提高电动机的转速(见图 6-22)。

总之，在任何工况下，VSD 都能根据冷水出水温度与设定值的温差和压缩机的压头来优化电动机转速和导流叶片的开度，从而满足负荷要求，并使机组性能最优，效率最高。

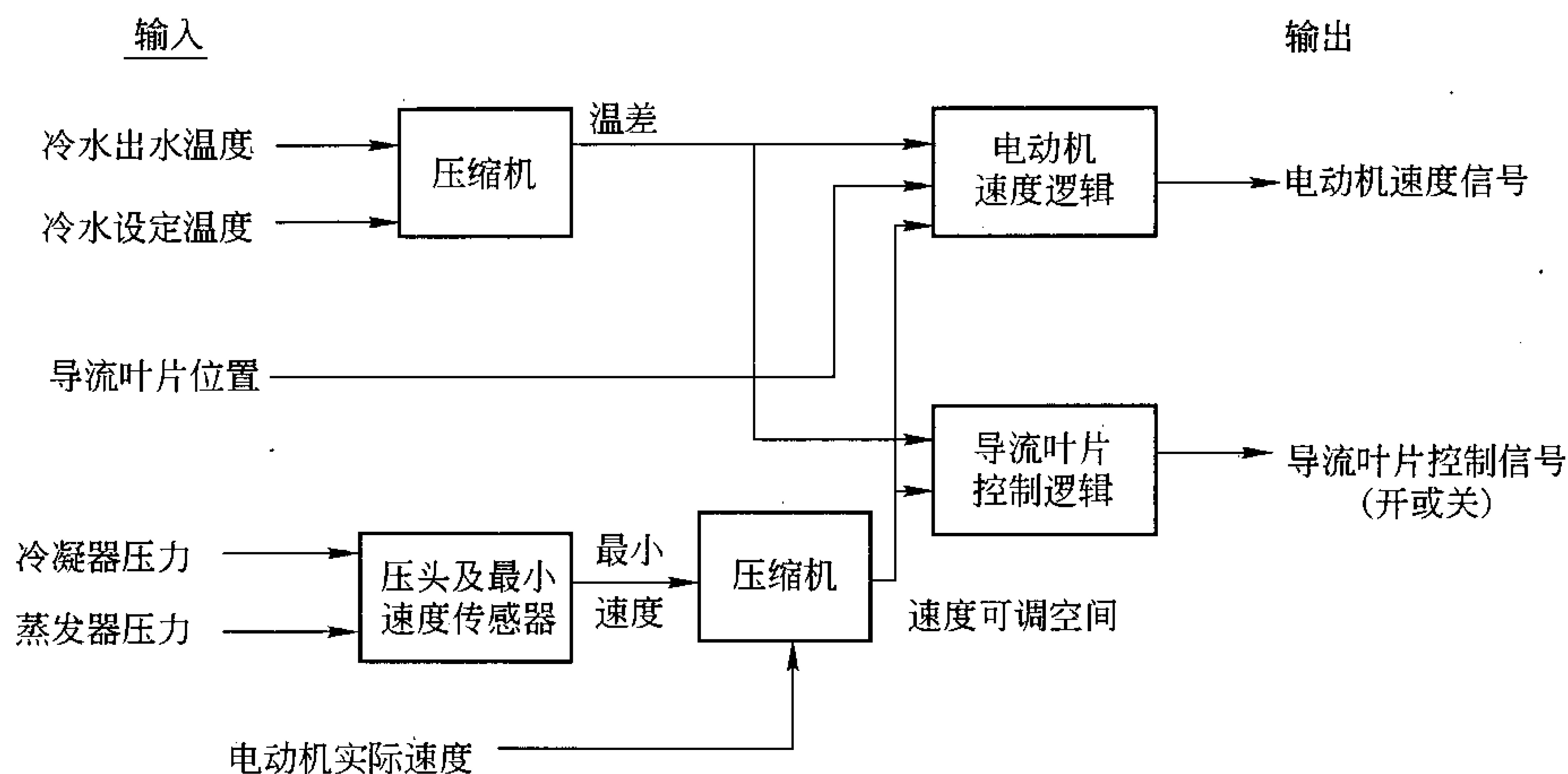


图 6-22　VSD工作原理图

第四节　工作循环与典型机组

一、工作循环

1. 单级循环

图 6-23 所示是单级离心压缩机的工作原理图。制冷剂蒸气从吸气管流入吸气室 1，并进入到旋转叶轮里。闭式叶轮 2 由轮盖、叶片和轮盘组成。由于叶轮的高速旋转，叶片推动气体沿流道自中心向外流动。气体从叶轮出来时，其压力和绝对速度都提高了。

然后，高速的气流流入扩压器 3 内，由于扩压器流通截面逐渐扩大，气体的动能转化为压力能。最后，从扩压器流出的气体再汇聚到蜗壳 4，在蜗壳内气体的速度能进一步转化为压力能，压力升高后的气体通过排气管排入冷凝器。

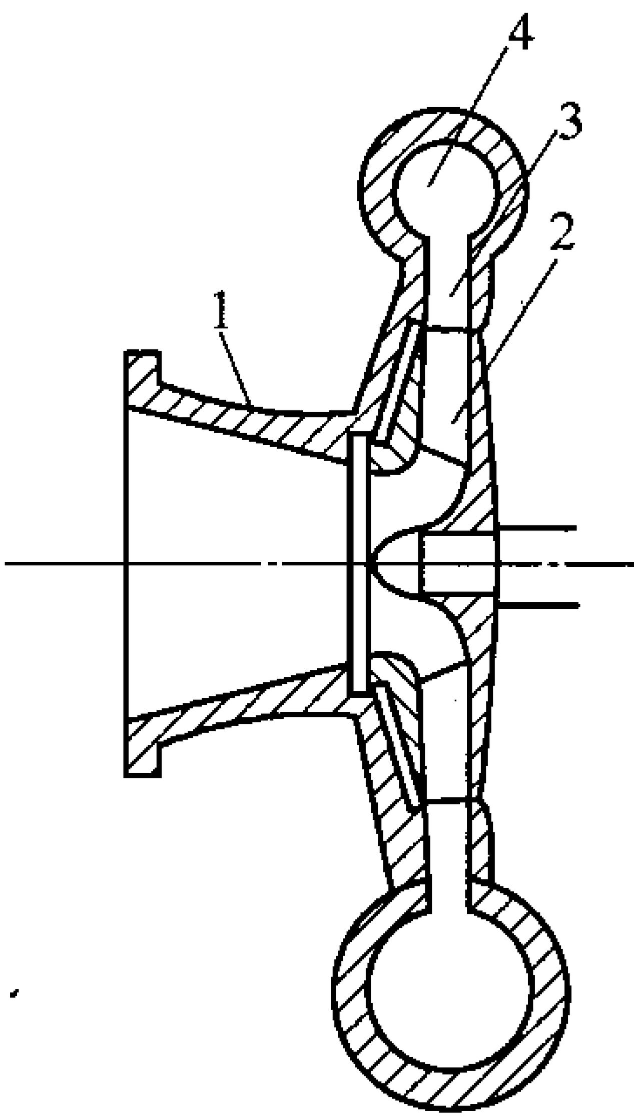


图 6-23　单级压缩离心制冷机的工作原理图
1—吸气室；2—叶轮；3—扩压器；4—蜗壳

单级离心压缩机有很多优点：它体积小、重量轻、单机容量大、部件少、效率高、寿命长、运行维护方便等，适合于空调范围使用。

单级离心压缩机中气体的实际过程与理论过程有以下差别：

(1) 气体在吸气管道内流动时，有压力和热交换损失。在吸气室进口，由于气体速度增加而使压力进一步降低。由于摩擦阻力和吸气管的传热，使压缩机吸气室进口处的温度高于蒸发器出口气体温度。

(2) 被压缩气体在叶轮流道内流动时，有热交换和摩擦损失。摩擦损失所转化的热量仍加入到被压缩气体中去，使压缩过程偏离等熵压缩而耗功增大。

图 6-24 所示是单级离心式压缩机的实际循环在 T-s 图和 p-h 的表示。图中制冷剂出

蒸发器的状态为 0，而压缩机的进口状态为 0′，0-0′过程可看由 0-0″和 0″-0′组成。0-0″是由于环境传入热量而使吸气温度升高，0″-0′是由于管道阻力引起的压力降低。

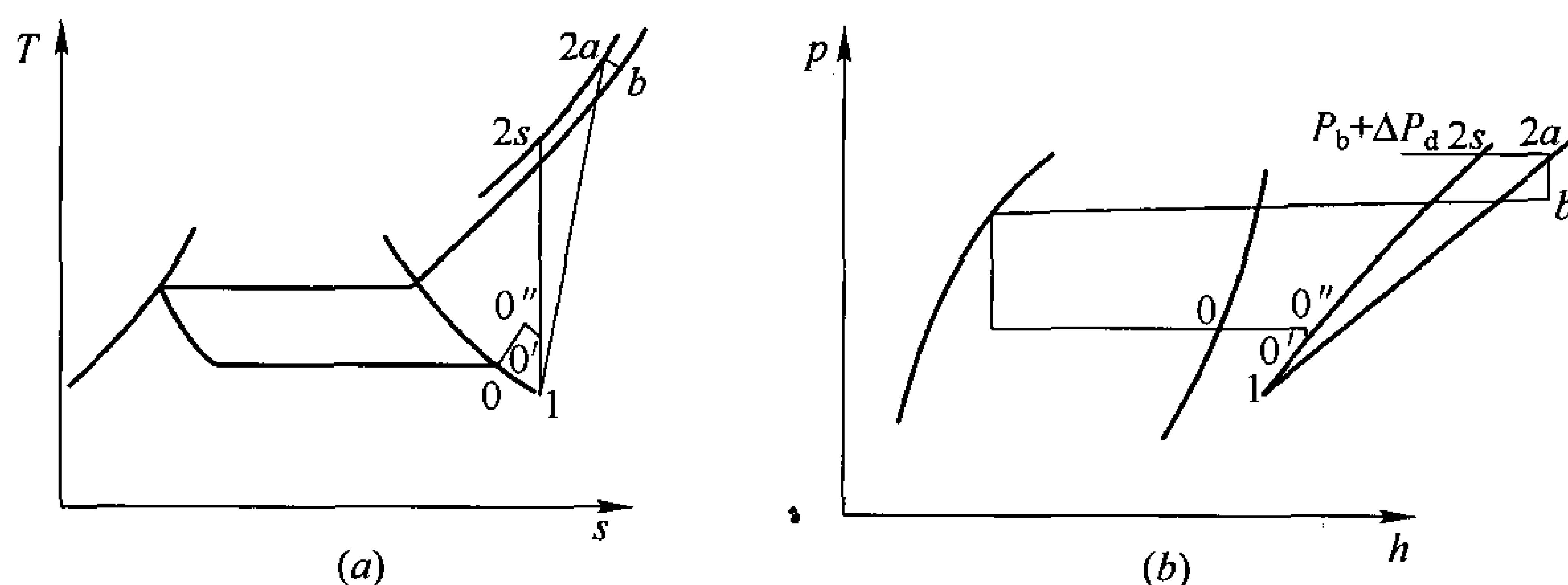


图 6-24　单级离心式压缩机的实际循环在 T-s 图和 p-h 图的表示

(a) T-s 图；(b) p-h 图

当气体由压缩机进口流至叶轮进口时，由于流道截面缩小和叶轮的高速旋转，使气体的绝对速度增大而压力降低。这一段过程可看作是等熵过程。图中点 1 表示气体在叶轮进口的状态。

气体在叶轮、扩压器及蜗壳中的实际气体压缩过程为 1-2a。由于气体与轮盘、扩压器和蜗壳壁间的摩擦产生的热量重新加给气体，使气体的压缩过程 1-2a 偏离等熵过程成为熵增过程。

气体从压缩机经排气管排入冷凝器的过程，在 T-s 图上可以用等焓过程 2a-b 表示。

单级离心压缩机的单位理论功为：
$$w_0=h_{2s}-h_1 \tag{6-5}$$

单位实际功为：
$$w_a=h_{2a}-h_1 \tag{6-6}$$

压缩机的等熵效率为：
$$\eta_s=\frac{w_0}{w_a}=\frac{h_{2s}-h_1}{h_{2a}-h_1} \tag{6-7}$$

压缩机的排气比焓为：
$$h_{2a}=h_1+\frac{h_{2s}-h_1}{\eta_s} \tag{6-8}$$

气体从离心压缩机进口 0′至叶轮进口 1 的流动过程中，由于路程短、流速高，可以认为无热交换($q=0$)，并且无外功输入和输出，即 $w_{op}=0$。应用稳定流动能量方程式，则 $h_1-h_{0'}+\frac{c_1^2-c_0^2}{2}=0$。

于是
$$h_1=h_0'-\frac{c_1^2-c_0^2}{2} \tag{6-9}$$

通常 $c_0=10\sim20$m/s，则：
$$c_1=(0.35-0.5)a_{0'}=(0.35-0.5)\sqrt{kRT_{0'}} \tag{6-10}$$

式中　$a_{0'}$——0′点状态下制冷剂蒸气的声速，m/s；

R——气体常数；

k——等熵指数；

$T_{0'}$——0′处的热力学温度，K。

2. 多级制冷循环

卤代烃类离心式制冷机的每级叶轮的温度大约为 40℃，这正好能满足空调的要求。

因此，空调用离心式压缩机几乎都是单级的。如果要求更低的温度，则必须应用两级以上的叶轮。另外，为了提高循环效率，经常采用带经济器的循环。

离心式压缩机所设的吸气口，只能和叶轮级数相等，因此能够设置中间补气的经济器的数目总比级数少 1。在制取低温情况下，叶轮数增加，因此很容易增加中间补气的经济器的数目提高循环效率。

(1) 一级经济器循环。图 6-25 所示为带一级经济器的离心式压缩机的制冷循环系统。在冷凝器中冷凝的制冷剂，经冷凝器的浮球阀流入经济器腔，在节流过程中闪发的气体经管道进入第二级叶轮，闪发制冷剂量为 q_{m1}，余下的制冷剂量 q_{m0} 被冷却到中间压力下的饱和温度，增加了单位制冷量。这部分制冷剂再经过经济器浮球阀，进入蒸发器。在蒸发器内吸收载冷剂热量后的闪发蒸气吸入离心压缩机的第一级叶轮。在第二级叶轮中将这部分蒸气连同经济器中闪发的蒸气一起压缩后排入冷凝器。

带一级经济器的循环表示在图 6-26 所示的 p-h 图上。循环的单位制冷量 q_0 为：

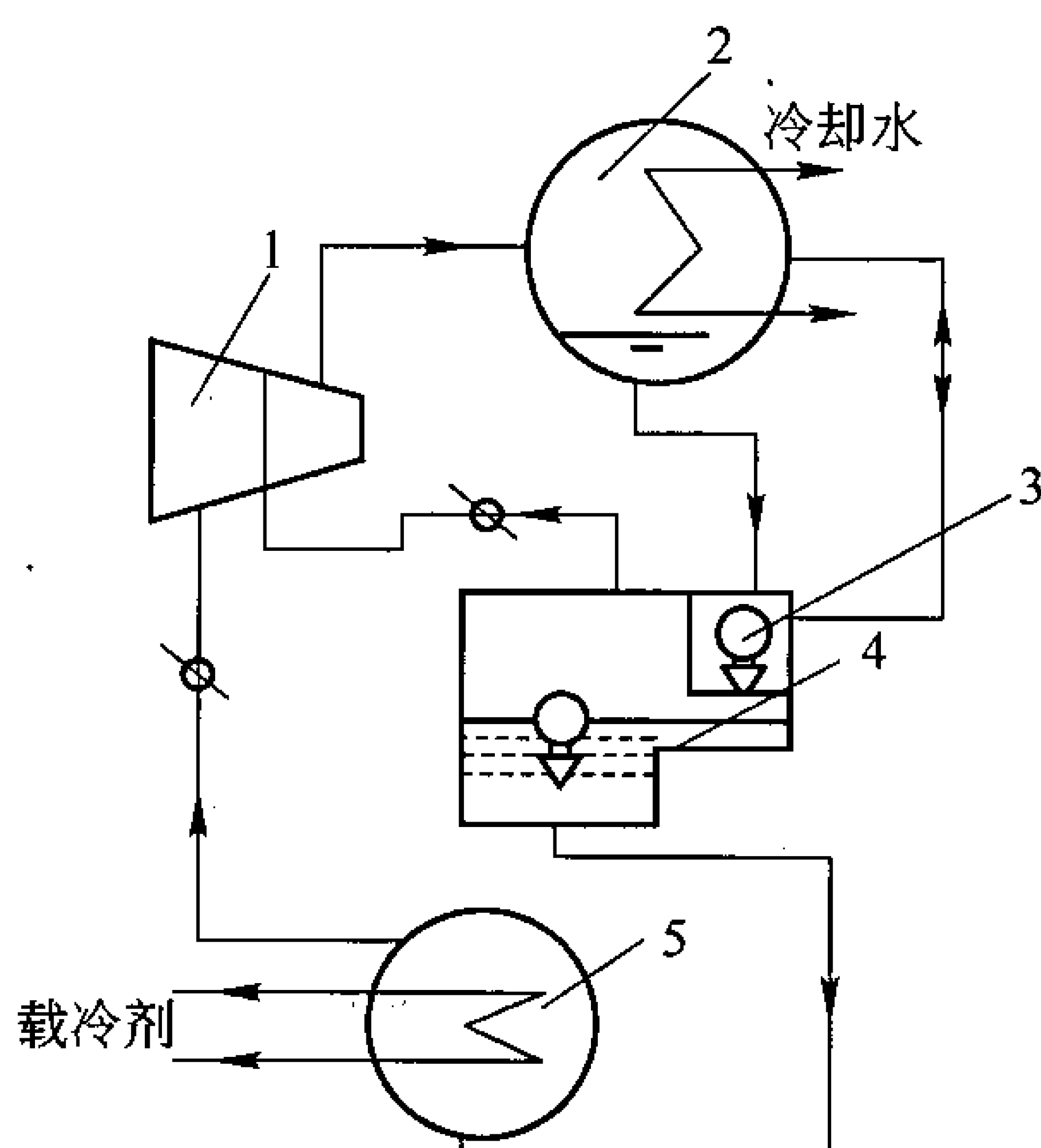


图 6-25　带一级经济器的离心压缩机的制冷系统
1—压缩机；2—冷凝器；3—冷凝器浮球阀；
4—经济器；5—蒸发器

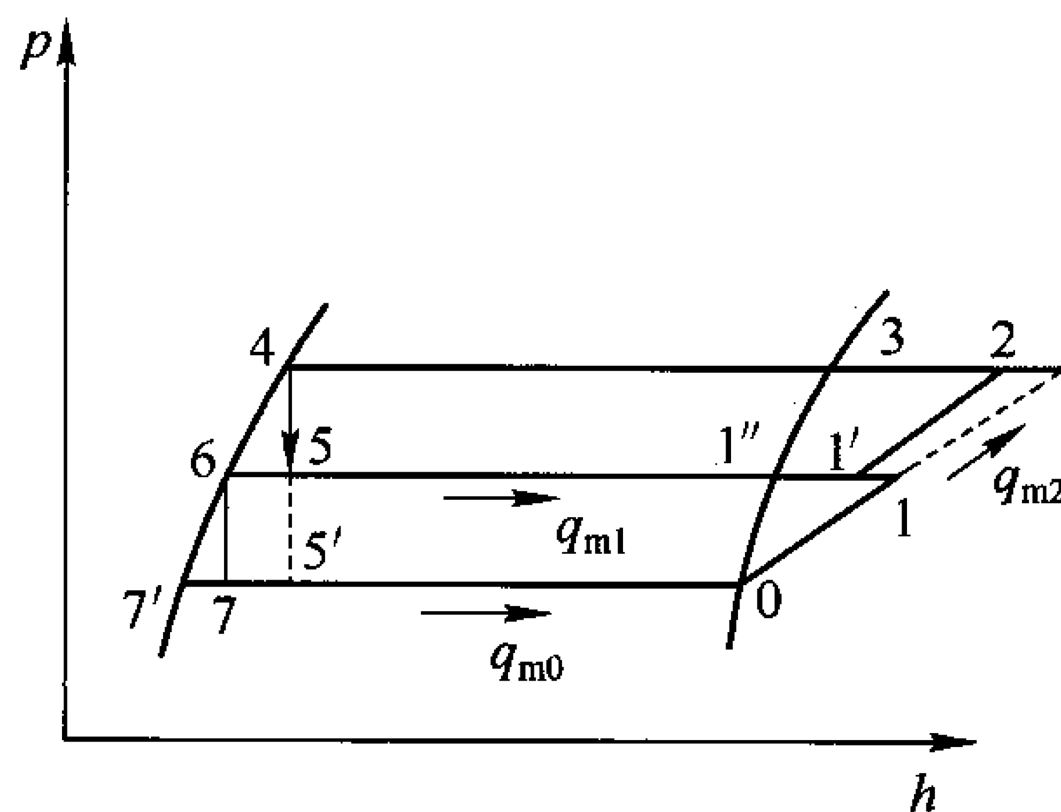


图 6-26　带一级经济器的离心压缩机制冷循环在 p-h 上表示

$$q_0 = h_0 - h_7 \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{6-11}$$

制冷量为 Q_0(kW)时，进入蒸发器的循环量 q_{m0} 为：

$$q_{m0} = Q_0 / q_0 \qquad (\text{kg/s}) \tag{6-12}$$

设通过经济器的流量为 q_{m1}，与循环量之比为 $\chi = q_{m1}/q_{m0}$。由制冷剂的 p-h 图知，存在以下热平衡关系：

$$\chi(h_{1''} - h_5) = h_5 - h_6$$

得：

$$\chi = \frac{h_5 - h_6}{h_{1''} - h_5} \tag{6-13}$$

$$q_{m1} = \frac{h_5 - h_6}{h_{1''} - h_5} q_{m0} \tag{6-14}$$

$$q_{m2} = (1+\chi) q_{m0} = \left(\frac{h_{1''} - h_6}{h_{1''} - h_5}\right) q_{m0} \tag{6-15}$$

单位冷凝放热量 q_c 为：

$$q_c=(h_2-h_4)(1+\chi)=\frac{(h_{1''}-h_6)(h_2-h_4)}{(h_{1''}-h_5)}\quad (\text{kJ/kg}) \tag{6-16}$$

单位压缩功 w_0 为：

$$w_0=(h_1-h_0)+(1+\chi)(h_2-h_{1'})\quad (\text{kJ/kg}) \tag{6-17}$$

进入第二叶轮的蒸气状态 1′可由以下热平衡式求得：

$$h_{1'}(1+\chi)=\chi h_{1''}+h_1$$

$$h_{1'}=\frac{h_1+\chi h_{1''}}{1+\chi} \tag{6-18}$$

带一级经济器制冷循环的制冷系数为：

$$\varepsilon=\frac{q_0}{\omega_0}=\frac{h_0-h_6}{(h_1-h_0)+(1+\chi)(h_2-h_{1'})} \tag{6-19}$$

单位容积制冷量 q_{Vc} 为：

$$q_{Vc}=\frac{q_0}{v_0}\quad (\text{kJ/m}^3) \tag{6-20}$$

一级叶轮的吸气量 q_{V0} 和二级叶轮的吸气量 $q_{V1'}$ 分别为

$$q_{V0}=v_0 q_{m0} \tag{6-21}$$

$$q_{V1'}=(1+\chi)q_{m0}v_{1'} \tag{6-22}$$

(2) 封闭型经济器循环。在食品、化工、医药等工业部门，通常将低温载冷剂(如乙二醇、盐水等)输送至工艺流程处。但是，在某些情况下，需要直接将制冷剂送往远处的蒸发器进行冷却。在这种情况下，由于输送制冷剂液体管路的阻力，使制冷剂液体的压力降低。当压力降低到低于液体温度下的饱和压力时，就会产生闪发蒸气，更增大了制冷剂的压力降。为了防止制冷剂液体在输送管中气化，必须使制冷剂液体过冷。

图 6-27 所示的封闭型经济器，就是使一部分制冷剂蒸发，使其余制冷剂过冷的设备(图中带圈的数字是 p-h 图上相应的状态点)。

图 6-28 所示为具有封闭型经济器循环在 p-h 图上的表示。由蒸发器来的制冷剂蒸气 q_{m0}，在第一级叶轮内被压缩，然后与经济器出来的闪发蒸气一起，在第二级叶轮内再压缩。

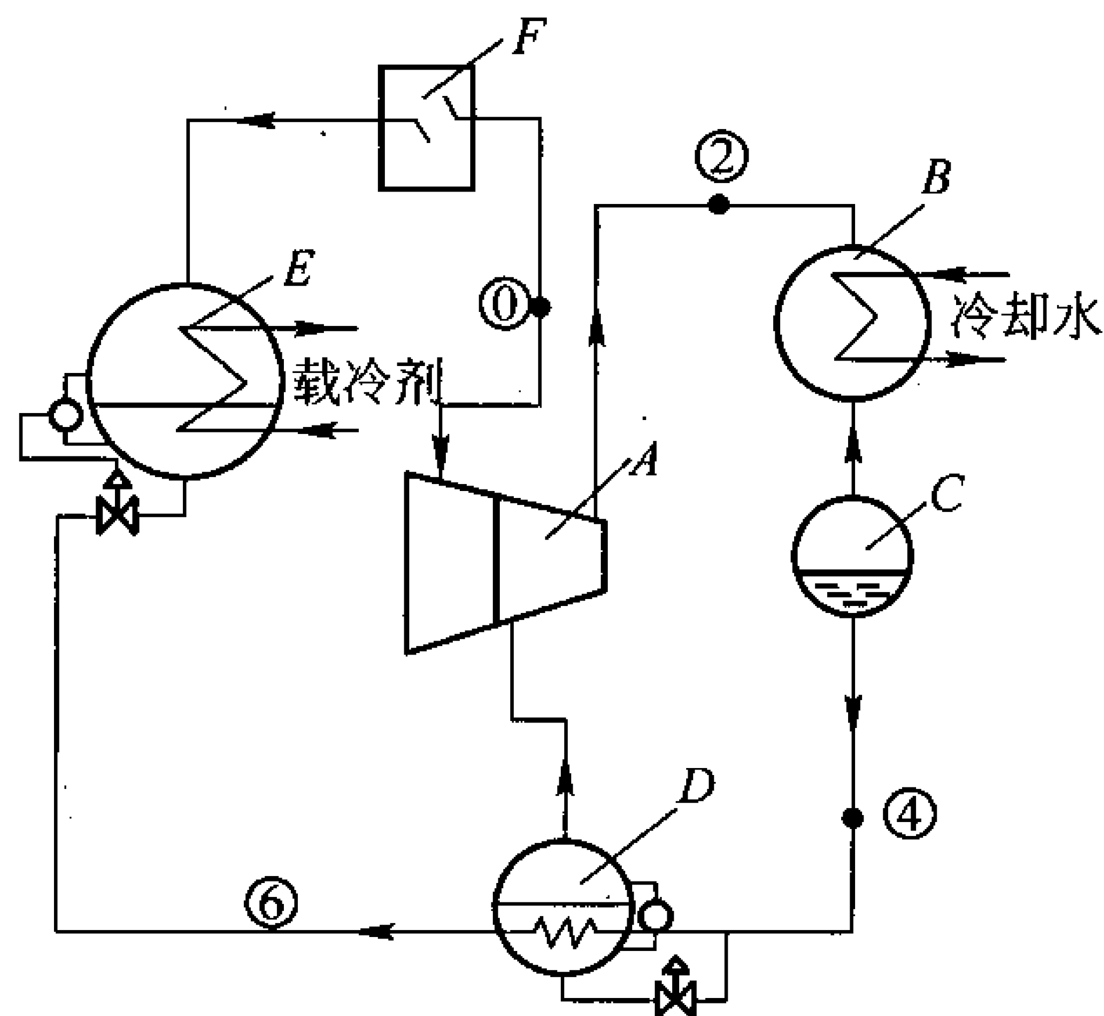


图 6-27　具有封闭经济器的离心压缩机循环系统

A—压缩机；B—冷凝器；C—贮液器；D—封闭型经济器；E—蒸发器；F—气液分离器

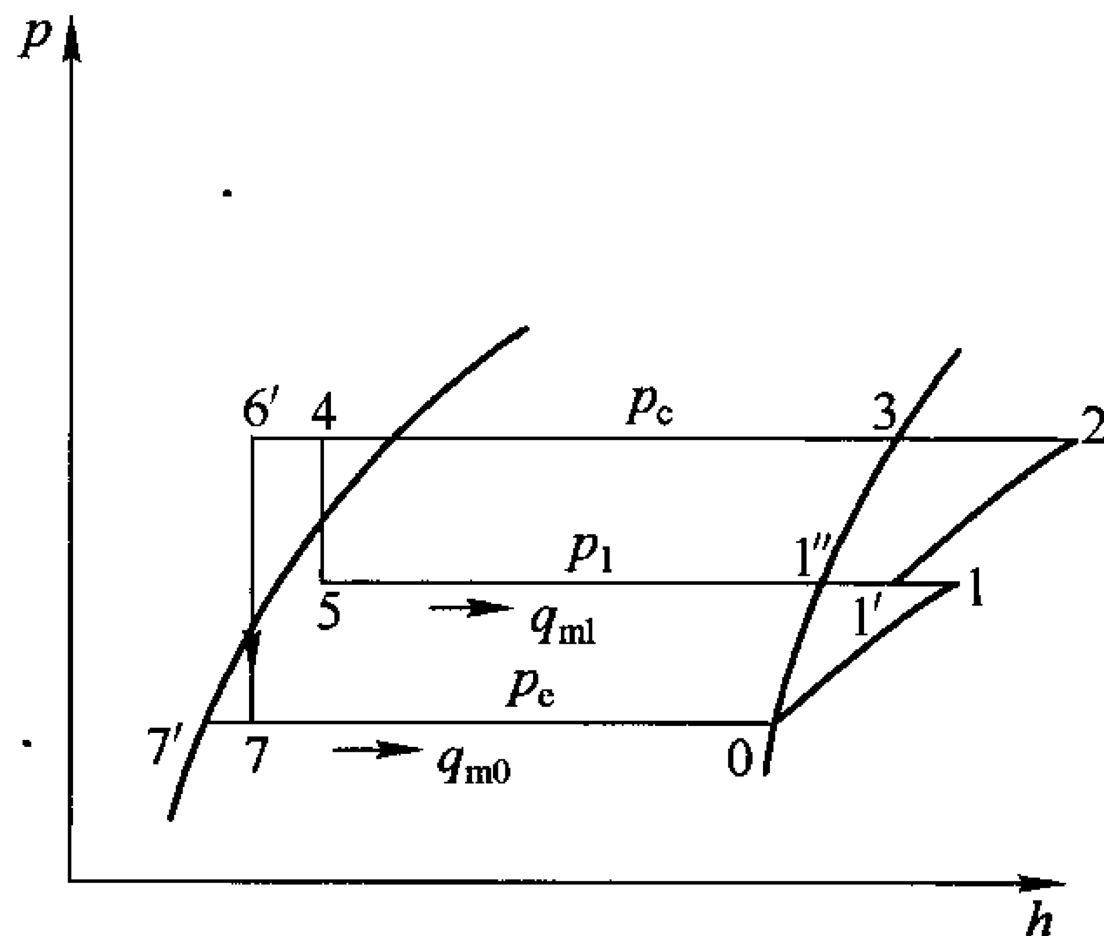


图 6-28　封闭型经济器循环在 p-h 图上的表示

从冷凝器来的制冷剂液体 q_{m2} 中，一部分 q_{m1} 进入经济器内蒸发，使 q_{m0} 由点 4 过冷至点6′。

(3) 二级经济器循环。在要求蒸发温度很低的情况下，采用二级叶轮就不够。例如 CO_2 液化装置一般必须采用三级叶轮的离心压缩机。在这种情况下，可采用二级经济器，以求提高循环效率。一般蒸发温度在－7℃以上，可用二级叶轮；在－23℃以上用三级；在－45～－40℃以上用四级。

经济器级数应比叶轮级数少 1。图 6-29 所示为带二级经济器的离心压缩机制冷循环系统，图 6-30 为该循环在 p-h 图上的表示。

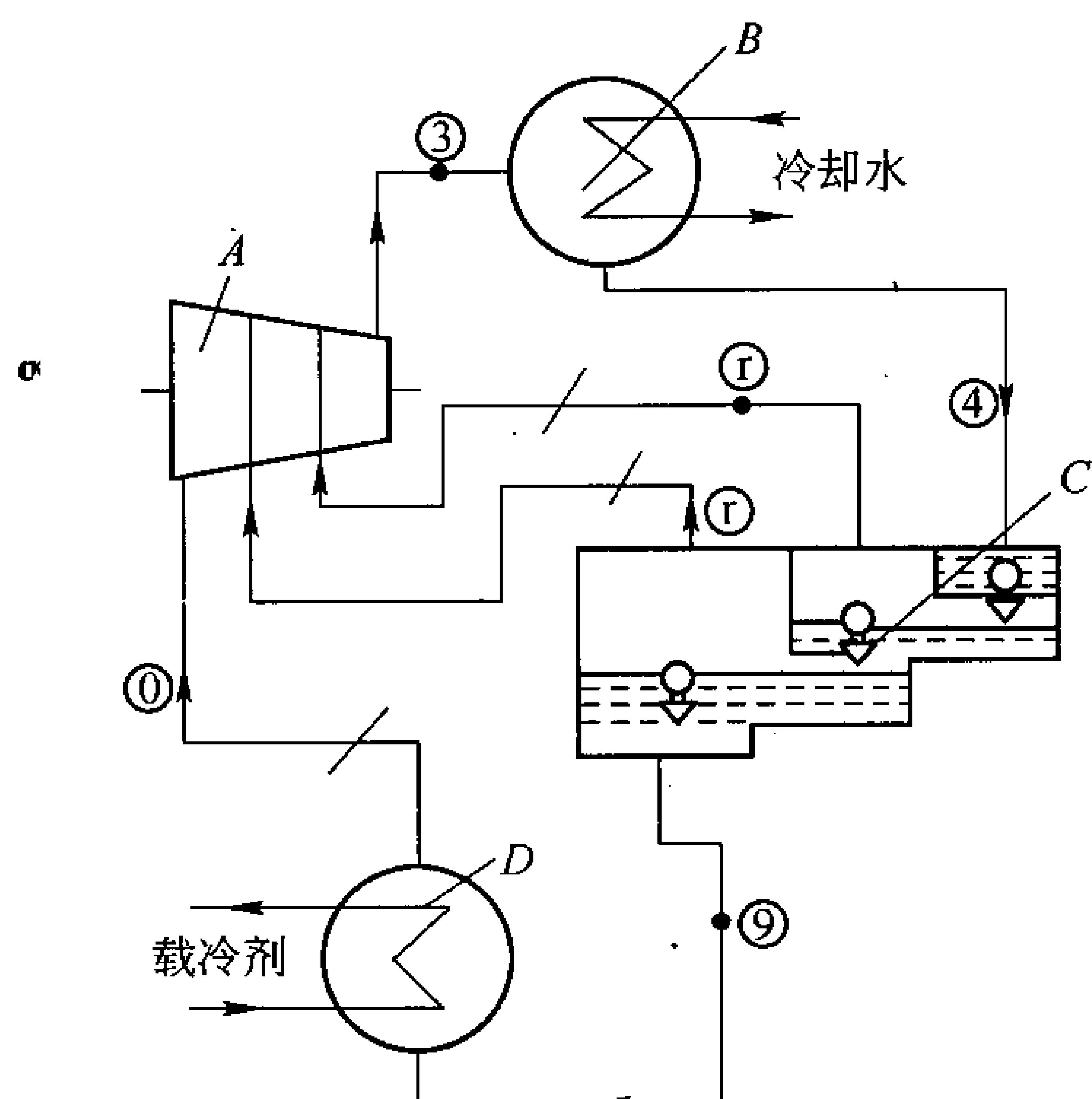


图 6-29　二级经济器的离心压缩机循环系统
A—离心压缩机；B—冷凝器；
C—二级经济器；D—蒸发器

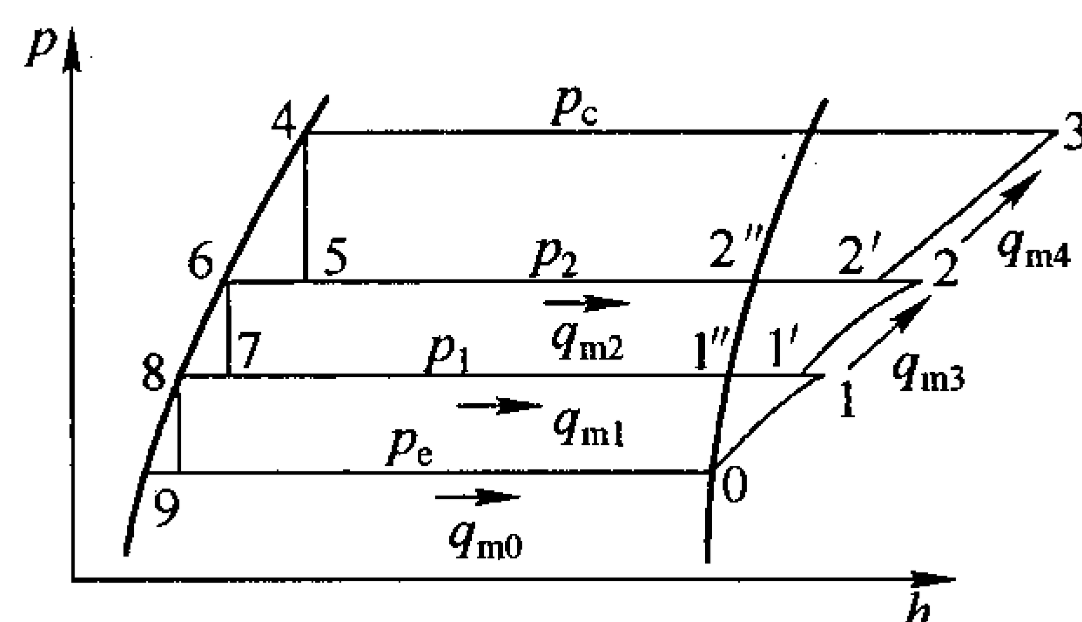


图 6-30　二级经济器循环在 p-h 上的表示

按制冷剂的 p-h 图可求得各点参数和各项指标。

单位制冷量 q_0 为：

$$q_0 = h_0 - h_9 \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{6-23}$$

制冷剂循环量 q_{m0} 为：

$$q_{m0} = Q_0 / q_0 \qquad (\text{kg/s}) \tag{6-24}$$

设一级经济器闪发气体量为 q_{m2}，二级经济器闪发气体量为 q_{m1}，通过蒸发器的制冷剂液体量为 q_{m0}，则根据热平衡关系可求出：

$$\chi_1 = \frac{q_{m1}}{q_{m0}} = \frac{h_7 - h_8}{h_{1''} - h_7} \tag{6-25}$$

$$\chi_2 = \frac{q_{m2}}{q_{m0} + q_{m1}} = \frac{h_5 - h_6}{h_{2''} - h_5} \tag{6-26}$$

由式(6-21)和式(6-22)消去 $q_{m0} + q_{m1}$，可得：

$$\frac{q_{m2}}{q_{m0}} = (1+\chi_1)\chi_2 = \frac{h_{1''} - h_8}{h_{1''} - h_7}\frac{h_5 - h_6}{h_{2''} - h_5} \tag{6-27}$$

第二级叶轮压缩的气体量为：

$$q_{m3} = q_{m0} + q_{m1} = (1+\chi_1) q_{m0} \tag{6-28}$$

第三级叶轮压缩的气体量为：

$$q_{m4}=q_{m0}+q_{m1}+q_{m2}=q_{m0}+\chi_1 q_{m0}+(1+\chi_1)\chi_2 q_{m0}$$
$$=(1+\chi_1)(1+\chi_2)q_{m0} \tag{6-29}$$

每 kg 制冷剂在冷凝器中的放热量为：

$$q_c=(1+\chi_1)(1+\chi_2)(h_3-h_4) \tag{6-30}$$

三级离心式压缩机的单位理论压缩功为：

$$w_0=(h_1-h_0)+\frac{q_{m3}}{q_{m0}}(h_2-h_{1'})+\frac{q_{m4}}{q_{m0}}(h_3-h_{2'})$$
$$=(h_1-h_0)+(1+\chi_1)(h_2-h_{1'})+(1+\chi_1)(1+\chi_2)(h_3-h_{2'}) \tag{6-31}$$

点 1′和 2′的比焓可由以下两式求得：

$$h_{1'}=\frac{h_1+\chi_1 h_{1''}}{1+\chi_1} \qquad h_{2'}=\frac{h_2+\chi_2 h_{2''}}{1+\chi_2} \tag{6-32}$$

二级经济器循环的制冷系数为：

$$\varepsilon=\frac{q_0}{w_0}=\frac{h_0-h_9}{(h_1-h_0)+(1+\chi_1)(h_2-h_{1'})+(1+\chi_1)(1+\chi_2)(h_2-h_{2'})} \tag{6-33}$$

单位容积制冷量 q_{Vc} 为：

$$q_{Vc}=\frac{q_0}{v_0} \qquad (\mathrm{kJ/m^3}) \tag{6-34}$$

第一级叶轮的吸气量 q_{V0} 为：

$$q_{V0}=v_0 q_{m0} \qquad (\mathrm{m^3/s}) \tag{6-35}$$

第二级叶轮的吸气量 $q_{V1'}$ 为：

$$q_{V1'}=v_{1'}q_{m2}=v_{1'}(1+\chi_1)q_{m0} \qquad (\mathrm{m^3/s}) \tag{6-36}$$

第三级叶轮的吸气量为 $q_{V2'}$ 为：

$$q_{V2'}=v_{2'}q_{m3}=v_{2'}(1+\chi_1)(1+\chi_2)q_{m0} \qquad (\mathrm{m^3/s}) \tag{6-37}$$

二、典型的离心制冷机组

与活塞制冷压缩机、螺杆压缩机一样，大部分离心制冷压缩机通常也都在工厂中将冷凝器、蒸发器、制冷剂液体控制元件和管道等组装成离心制冷机组提供用户使用。目前绝大多数是供空调用的离心冷水机组。

1. 19XR 封闭型离心式冷水机组

19XR 封闭型离心冷水机组是由上海合众-开利空调设备有限公司生产的，采用 HFC134a 作为制冷工质。其结构如图 6-31 所示。

19XR 封闭型离心冷水机组具有下列特点：

(1) 02XR 压缩机

1) 据三元流动理论设计的新型高效叶轮，由后弯叶片和分离叶片组成，保证机组负荷和部分负荷时的效率。美国开利公司和普-惠航空发动机制造公司，同属于联合技术。开利在设计过程中，将他们先进的叶轮制造技术引到压缩机的设计中去，保证压缩机运转的高效、稳定、低噪声。

2) 静止的锥管状扩压器，没有运动及磨损部件，提高机组的可靠性。

3) 巴氏合金钢背轴承、Kingbury 自平衡推力轴承以及 AGMA11 级的优质单级斜齿

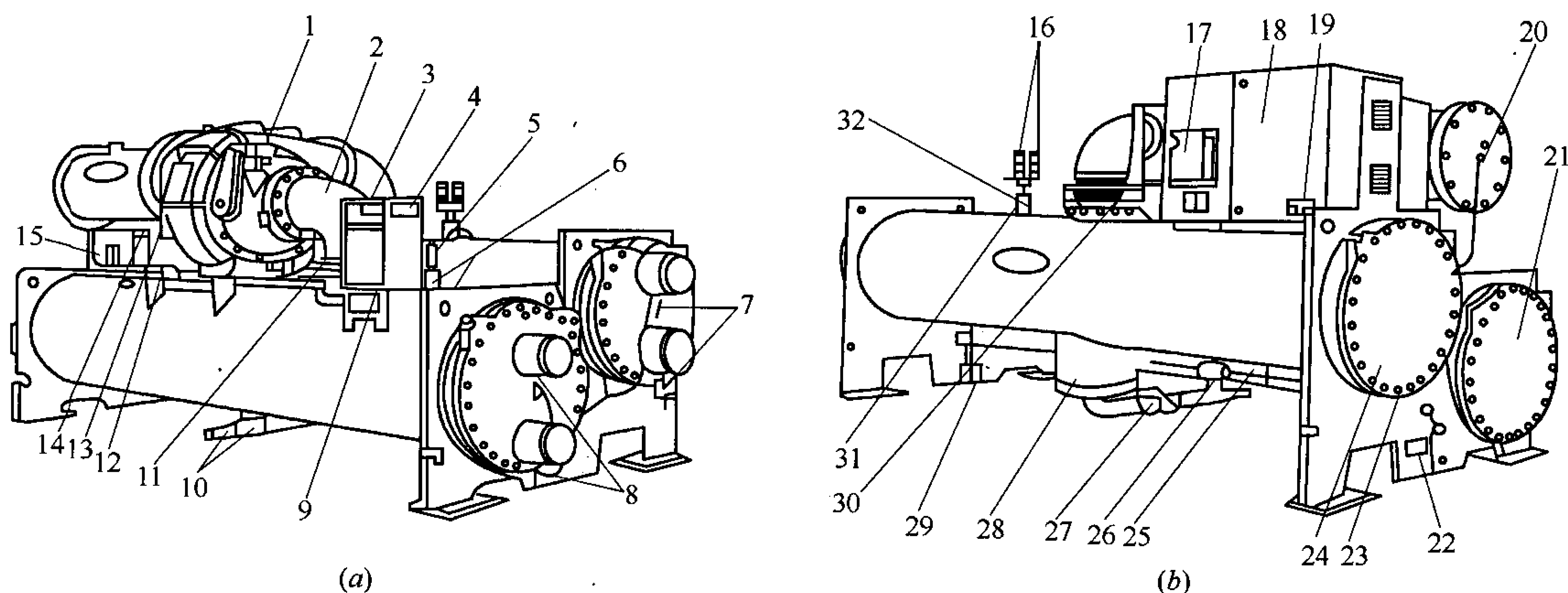


图 6-31　19XR 封闭型离心式冷水机组结构

(*a*)前视图；(*b*)后视图

1—导叶执行结构；2—吸气弯管；3—控制箱；4—机组铭牌标签；5—蒸发器自动复位安全阀；6—蒸发器压力传感器；7—冷凝器进、出水温度传器；8—蒸发器进、出水温度传感器；9—蒸发器铭牌；10—制冷剂充注阀；11—法兰接口；12—充油放油阀；13—油位视镜；14—油冷却器；15—润滑系统动力箱；16—冷凝器自动复位安全阀；17—电动机电路断路器；18—机载启动柜；19—固态启动柜控制显示板；20—电动机视镜；21—蒸发器水室回水端盖；22—冷凝器铭牌；23—水室排水孔；24—冷凝器室回水端盖；25—制冷剂干燥指示器；26—制冷剂干燥/过滤器；27—制冷剂隔离阀；28—线性浮阀室；29—筒身块状接头；30—排气隔离阀；31—泵出阀；32—冷凝器压力传感器

轮，确保了机组运行平稳、可靠。

4）进口导叶执行机构调节进口导叶，连续、稳定地调节制冷量，保证低负荷时机组不发生喘振、气蚀和振动。

5）为航空设计的“O”形环密封保证了机组的密封性。

6）遵照我国有关安全规范，对机组进行针对性设计。

（2）高效换热管。蒸发器和冷凝器分别采用开利最新专利的 TURBOB Ⅲ和 Spiked fin Ⅱ超高效换热管，内外均有翅片破坏水流边界层，造成紊流，有效地减少了换热面积，提高了换热效率。新型的换热器减少了制冷剂的充注量，降低运行费用。

（3）线性浮阀节流装置。采用开利专利的 19XR AccuMeter 系统，根据机组的工况变化调节机组的制冷剂流量，保证机组部分负荷性能。

（4）微电脑集中控制系统。采用开利最新一代微电脑集中控制系统(PICⅡ系统)。自动进行冷量调节和控制加负载，并具有多项安全保护，可记录最近的 25 条报警记录。机组可以对轴承高油温、制冷剂高低压、电压过高或过低、电动机过载等 17 项内容进行实时监控。可根据运行状况和用户要求设定极限值，超过极限值系统则会自动发出报警。

（5）先进的楼宇群控功能。19XR 离心机组在开机前可进行自动控制测试，检查控制系统。PICⅡ控制系统可与“开利空调网络(CCN)”接口进行集中群控，利用它可以进行远距离监控及集中群控。实现多台机组运行时高效节能，减小运行费用。

2. CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组

CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组是由特灵空调(江苏)有限公司生产的，采用 HCFC123 作为制冷工质。压缩机的润滑和电动机冷却系统如图 6-32 所示。它主要由以下部件构成：

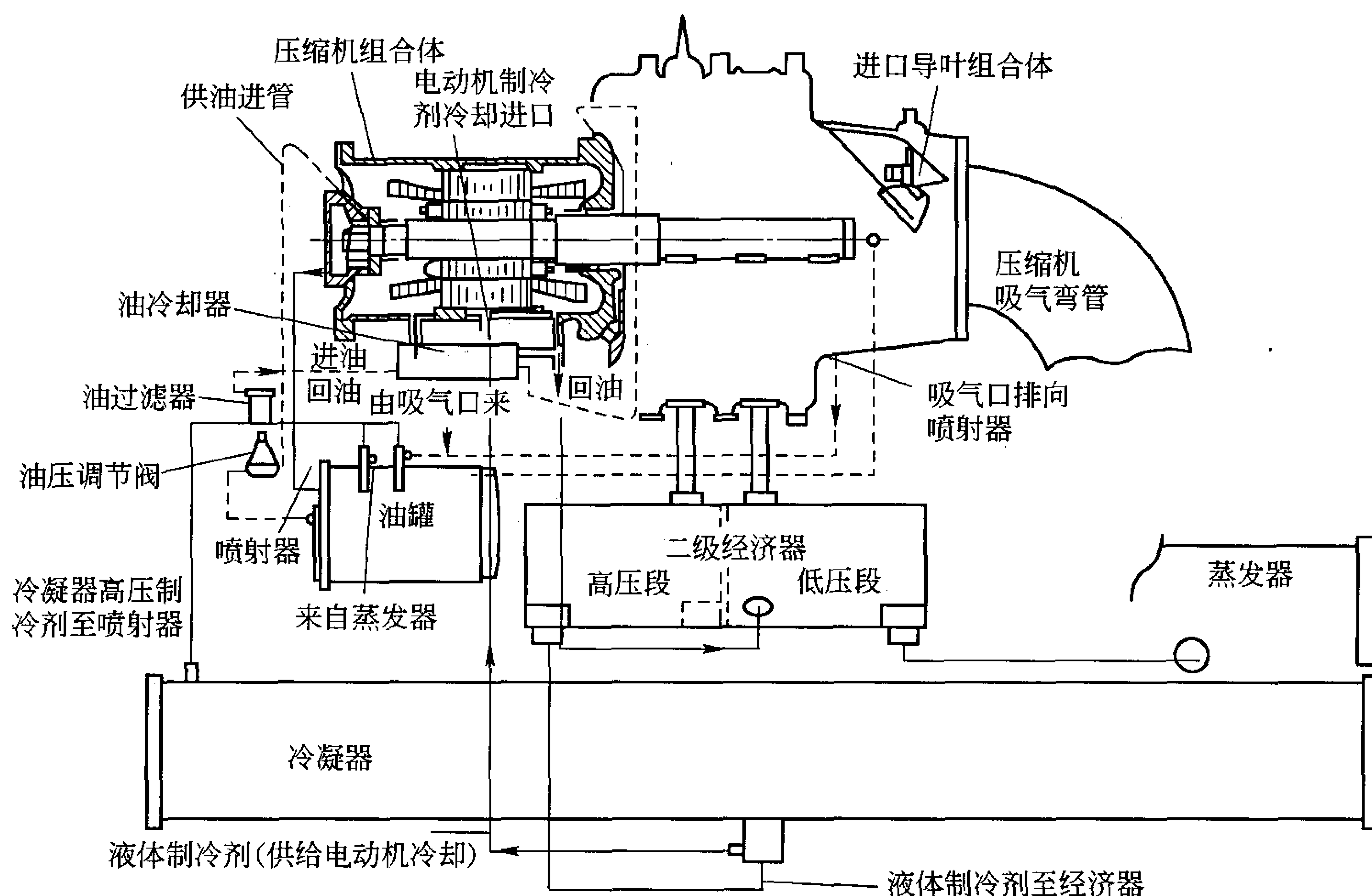


图 6-32 CVHE/G 压缩机的润滑和电动机冷却系统

(1) 三级离心式制冷压缩机，每级均带有进气导叶片。

(2) 直接传动的电动机，电动机用液体制冷剂 HCFC123 冷却。

(3) 二级中间经济器。

(4) 壳管满液式蒸发器。

(5) 壳管式冷凝器。

(6) 机组控制柜，带有微处理器和真实语言显示。

(7) 机组启动柜，安装在机组上或分开安装。

(8) 其他附属设备：润滑系统、抽气系统、隔振垫板及水流量开关等。

(9) 制冷剂 HCFC123 和润滑油。

CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组的特点如下：

(1) 运行稳定、可靠性高。由于该机组采用三级压缩离心压缩机，叶轮转速较低。这样，压缩机运行稳定、噪声低、寿命长。

(2) 三级压缩、效率高。由于该机组采用三级离心压缩机，可以在较为广阔的范围内有效的运行，可以避免热气旁通阀进行冷量调节时所造成的能量损失，并较为有效地避免喘振的发生。

(3) 采用三级进气导流叶片。机组的每级进气都装有可变导流叶片，叶片由装在外面的步进电动机操纵控制，它既可调节气体流量来满足部分负荷的要求，也可预先转动制冷剂气流方向，使其以最佳角度进入叶轮。因此，压缩机部分负荷性能得到进一步改善。

(4) 二级经济器。图 6-33 为 CVHE/G 二级经济器原理图。三级压缩之间的两个经济器可以提高效率，制冷剂在蒸发器和冷凝器之间的两个中间压力下闪蒸，可以提高冷水机组的效率。

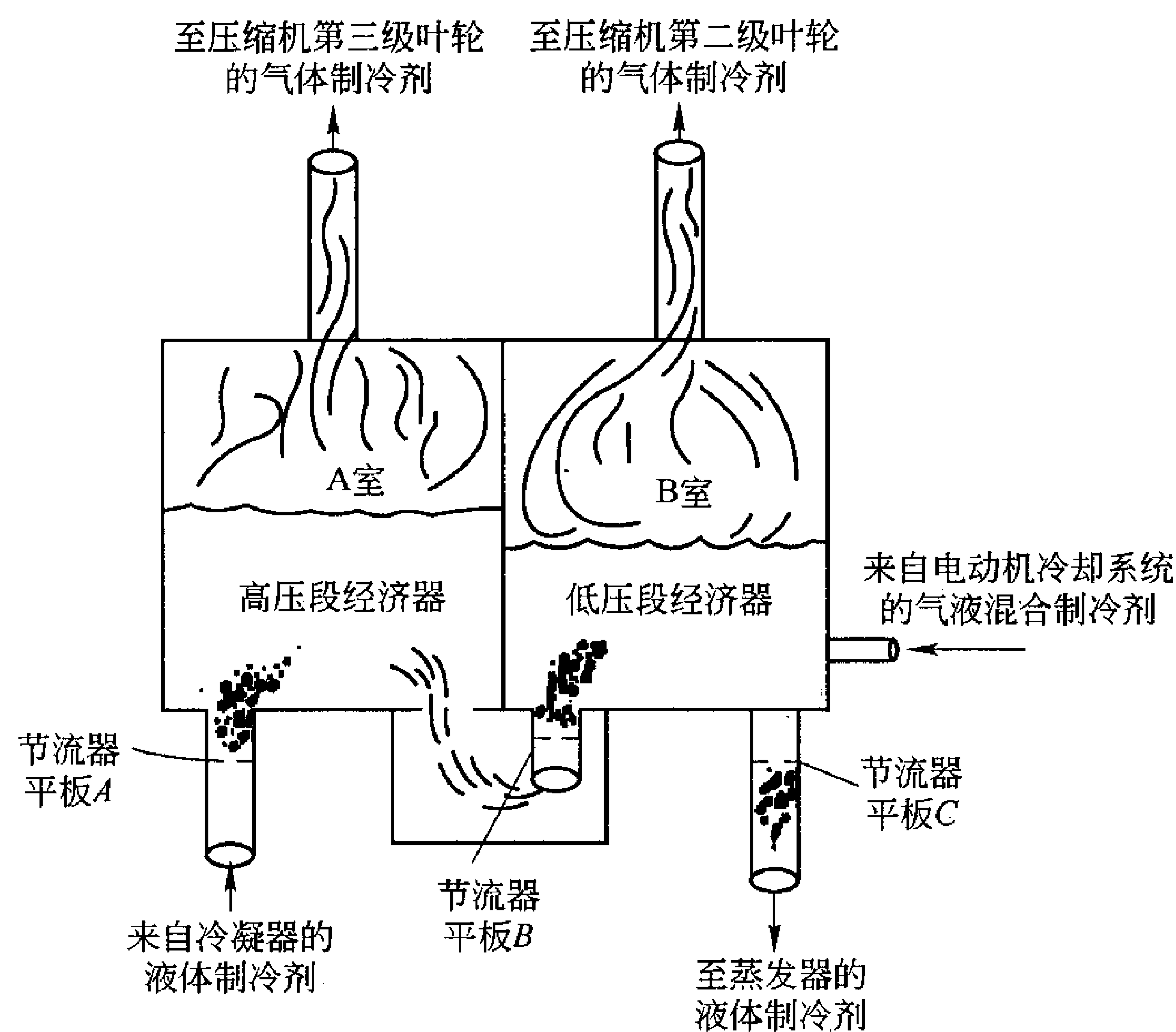


图 6-33　CVHE/G 二级经济器原理

（5）可靠的电动机冷却系统。该机组的电动机转子和定子都沉浸在液态制冷剂中，在各种负荷条件下提供有效和完全的冷却。制冷剂从冷凝器经一固定孔板装置进入电动机内部，然后，流回两级节流器，这是一个可靠的运行系统（见图 6-34）。

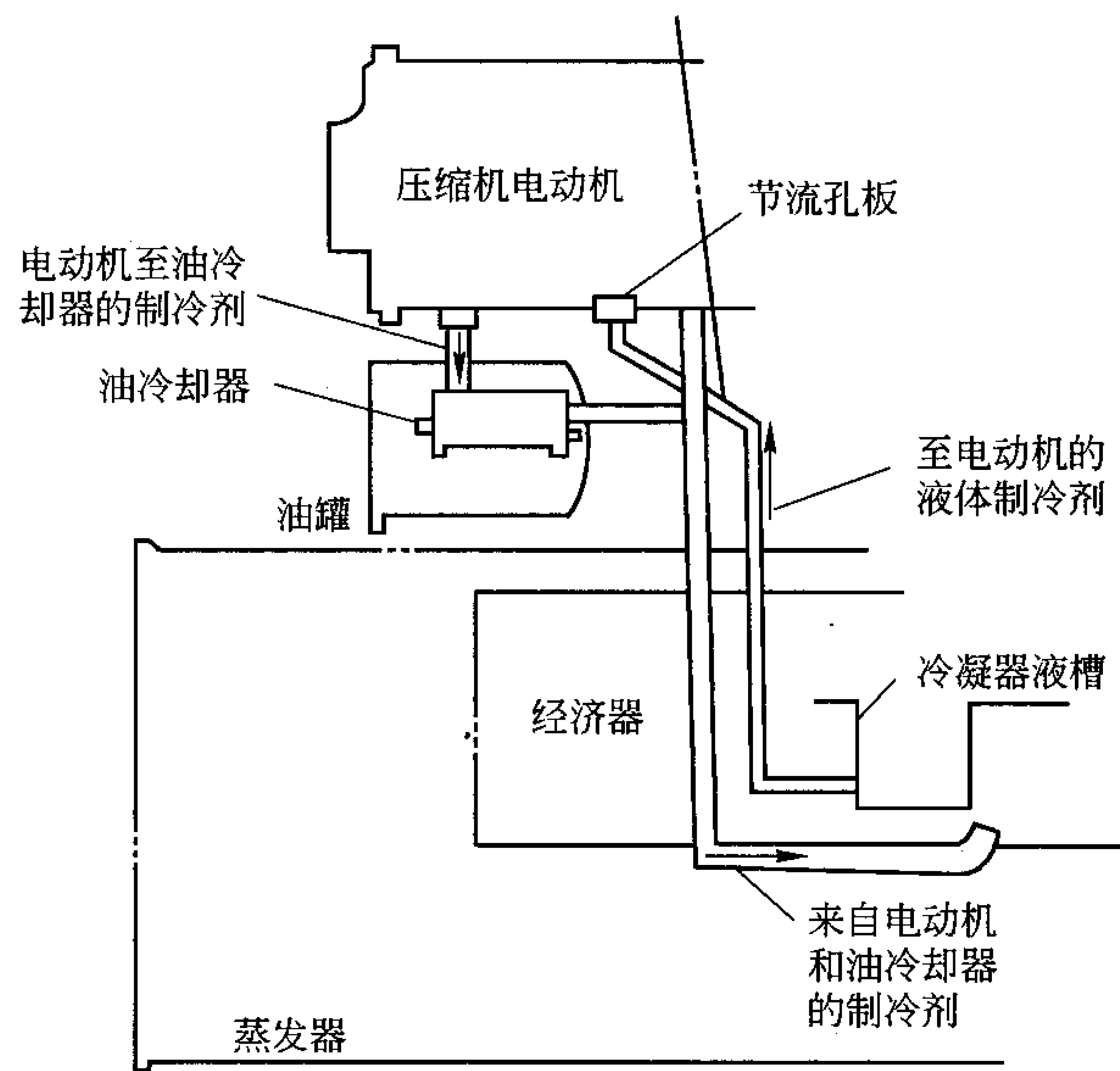


图 6-34　电动机冷却系统

（6）多级孔板流量控制装置。该机组采用多级孔板流量控制装置。它可以在各种负荷情况下有效地控制制冷剂流量。由于取消了运动部件，运行可靠。

（7）UCP2 微电脑控制，操作可靠、高效、方便。该机组采用了微电脑控制，冷水机组运行时，可中文显示的微电脑控制器 UCP2 随时监测机组的运行情况和可能发

生的故障，并显示出有关诊断信息，同时采取必要的措施，以保证机组正常高效地运行。

3. YK 型开启式离心冷水机组

约克 Millennium YK 型冷水机组，一般用于大型空调系统。它主要包括压缩机、带整体式增速齿轮的开启式电动机、冷凝器、蒸发器和流量控制室等。

冷水机组的运行由先进的微电脑控制盘来控制，操作人员可以对它编程以适应不同工况的要求。夜间、周末、假日的自动定时启动和停机，同样也可以编程设定。冷水机组的运行状态、温度、压力等信息，可以从显示屏上读出。带微电脑控制盘的冷水机组，可以配上继电启动器、固态启动器或变速驱动装置，以便进一步节能和提高效率。

Millennium YK 型冷水机组制冷剂流程图如图 6-35 所示。该机组运行时，蒸发器的一侧流载冷剂(冷水或盐水)，两者发生热交换，制冷剂吸热蒸发，载冷剂放热后温度降低。随后，载冷剂被泵送到风机盘管或其他空调末端装置中去，在翅化的盘管中流动，带走空气的热量。载冷剂吸热后温度升高，然后返回冷水机组，形成了闭式载冷剂循环。来自蒸发器的制冷剂蒸气流入压缩机，经旋转叶轮加压升温后排入冷凝器。同时，由冷却水吸收制冷剂蒸气的热量，使之冷却、冷凝，冷却水由冷却塔循环冷却。冷凝后的制冷剂液体从冷凝器流入流量控制室，由里面的节流装置来控制蒸发器的制冷剂供液量，这样就完成了整个制冷剂循环。MillenniumYK 型离心式冷水机组完全由工厂组装，它主要包括蒸发器、冷凝器、压缩机、电动机、润滑系统、微电脑控制中心等。

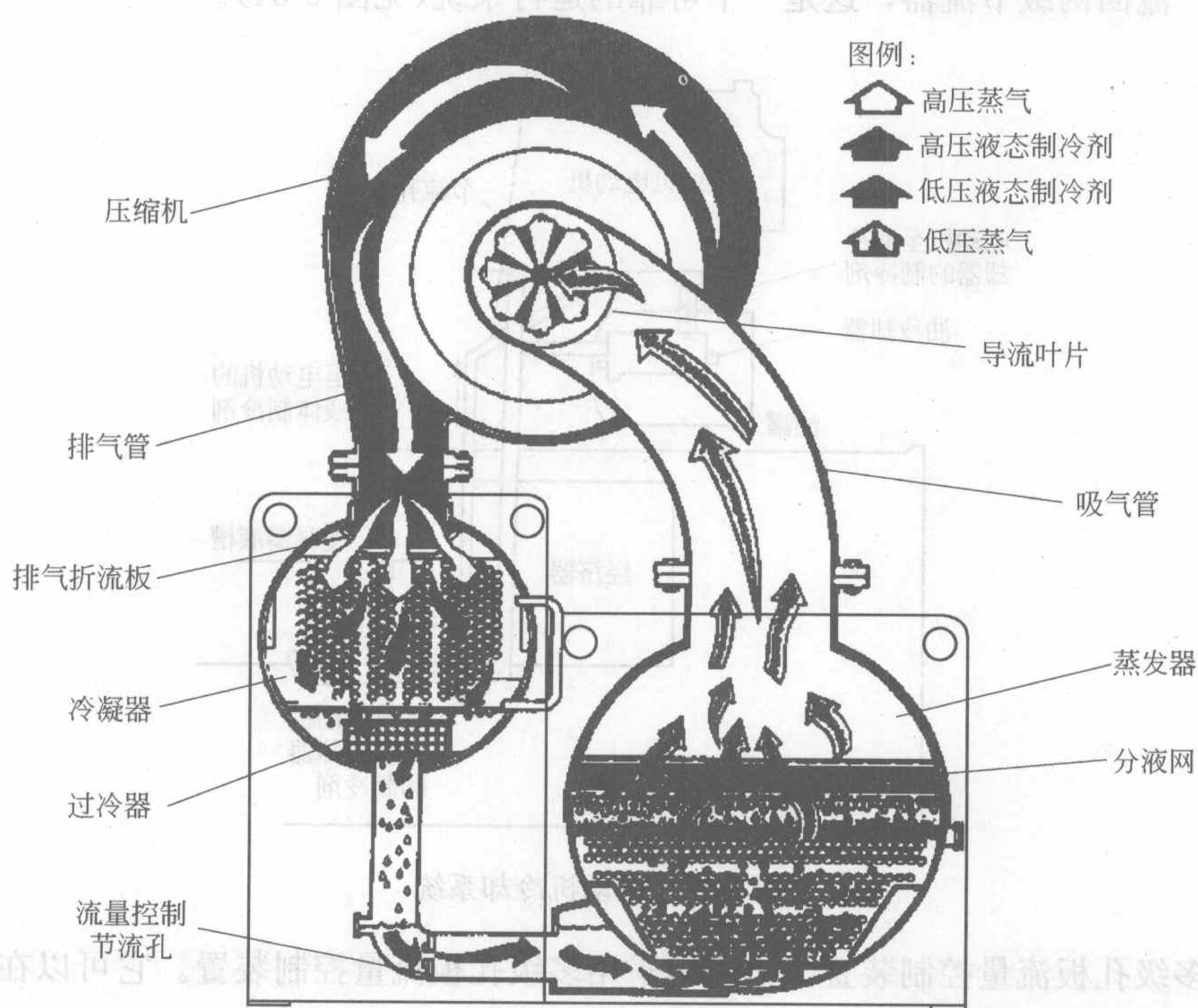


图 6-35　MillenniumYK 型冷水机组制冷剂流程

4. PEH/PFH 型离心式冷水机组

McQuay PEH/PFH 型齿轮驱动的单级离心冷水机组可用于热回收。热回收机组的型号为 PHH(单压缩机)和 PJH(双压缩机)。该机组采用半封闭式离心压缩机作为主机，采用 HFC134a 作为制冷剂。

(1) 微机控制系统。Micro-Tech 机组控制器是以微处理器为基础的，可完成离心压缩机的启动、监控、能量调节、保护、减载、顺序停机、定时运行等。双压缩机组配有两台控制器，它们内部互连、完成领先一滞后、负载平衡功能。

(2) 能量控制系统。压缩机的能量控制由导叶的转动完成(如图 6-36 和图 6-37 所示)。电磁阀 SA、SB 随控制信息动作后，液压推动导叶旋转。进气导叶能量控制的液压系统，由位于油管控制盘内的四通电磁阀组成。控制信号的加载、保持决定四通阀的状态。开启导叶(压缩机加载)，电磁阀 SA 断电、SB 通电，油从 SA 口流向活塞一边，通过 SB 口排出。关闭导叶(压缩机卸载)，电磁阀 SB 断电、SA 通电，移动活塞导叶处于减载位置。

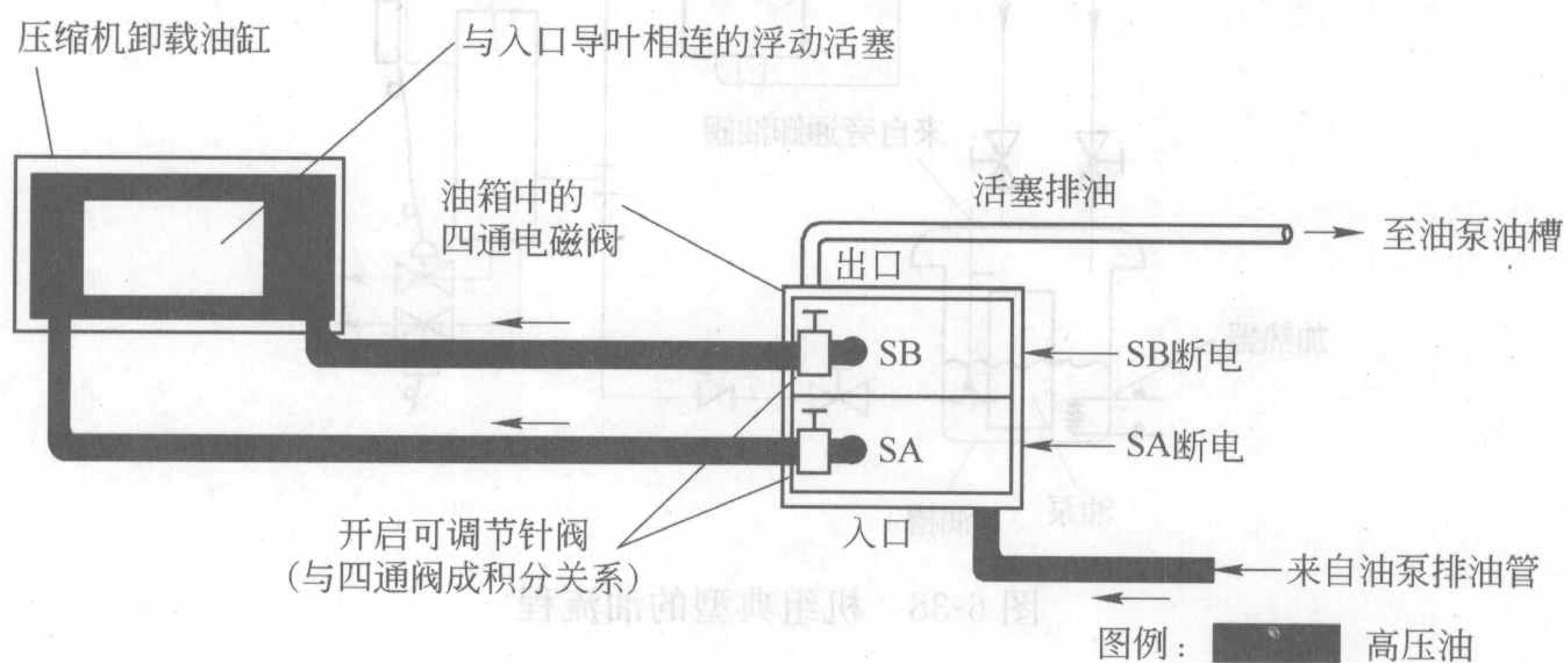


图 6-36　导叶控制能量时电磁阀动作(保持)

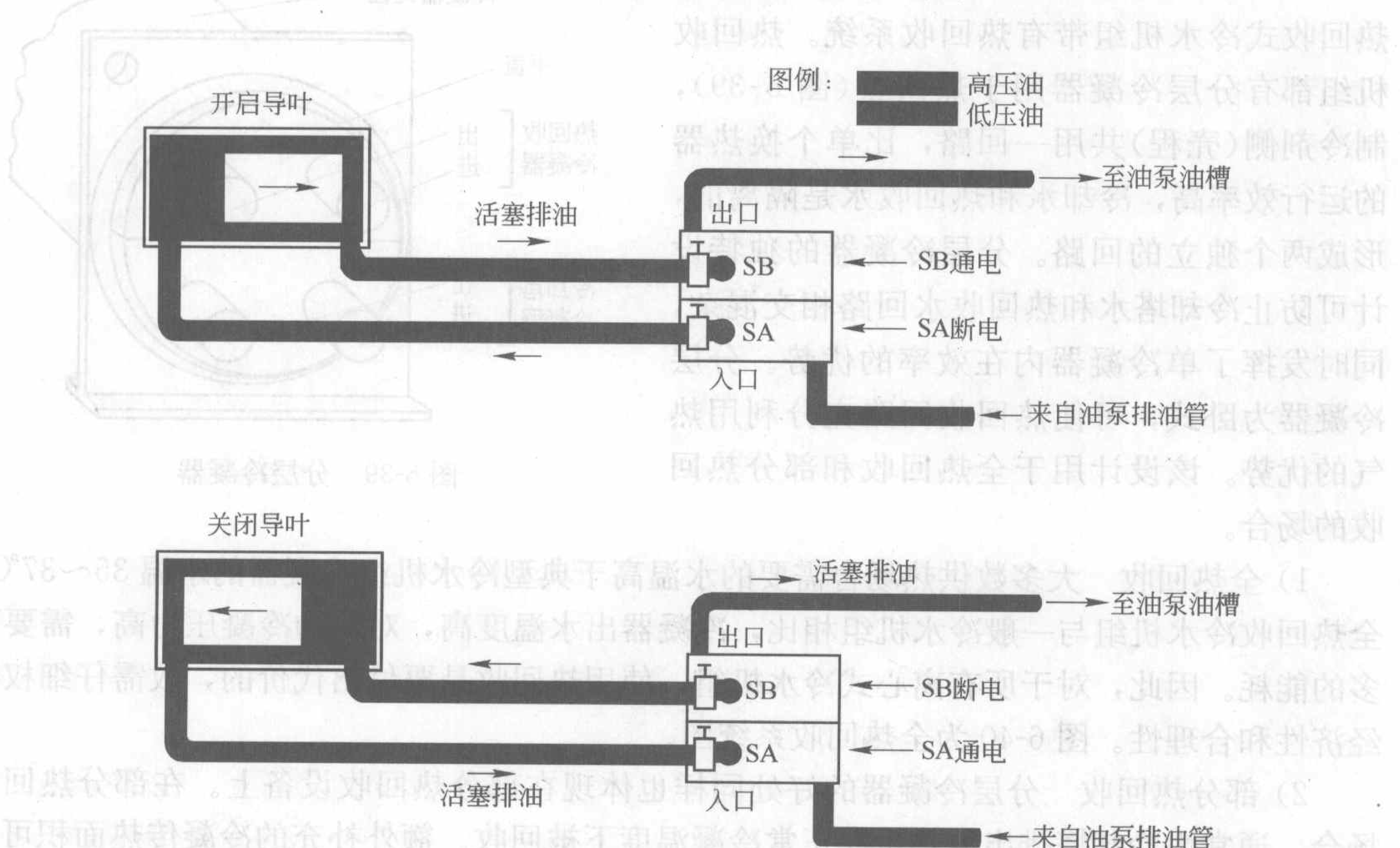


图 6-37　导叶控制能量时电磁阀动作

（3）油路系统。油路系统为压缩机部件、轴承提供润滑和带走热量，利用油压和卸载活塞移动导叶控制负荷。供油温度取决于油冷却效果。温度控制阀控制油温在32～38℃之间。为减少突发停车而造成故障和损坏轴承，在CE126压缩机润滑油系统中，装有以重力为动力的紧急供油箱，以防止设备突然断电而带来的损坏。图6-38为典型的油流程图。

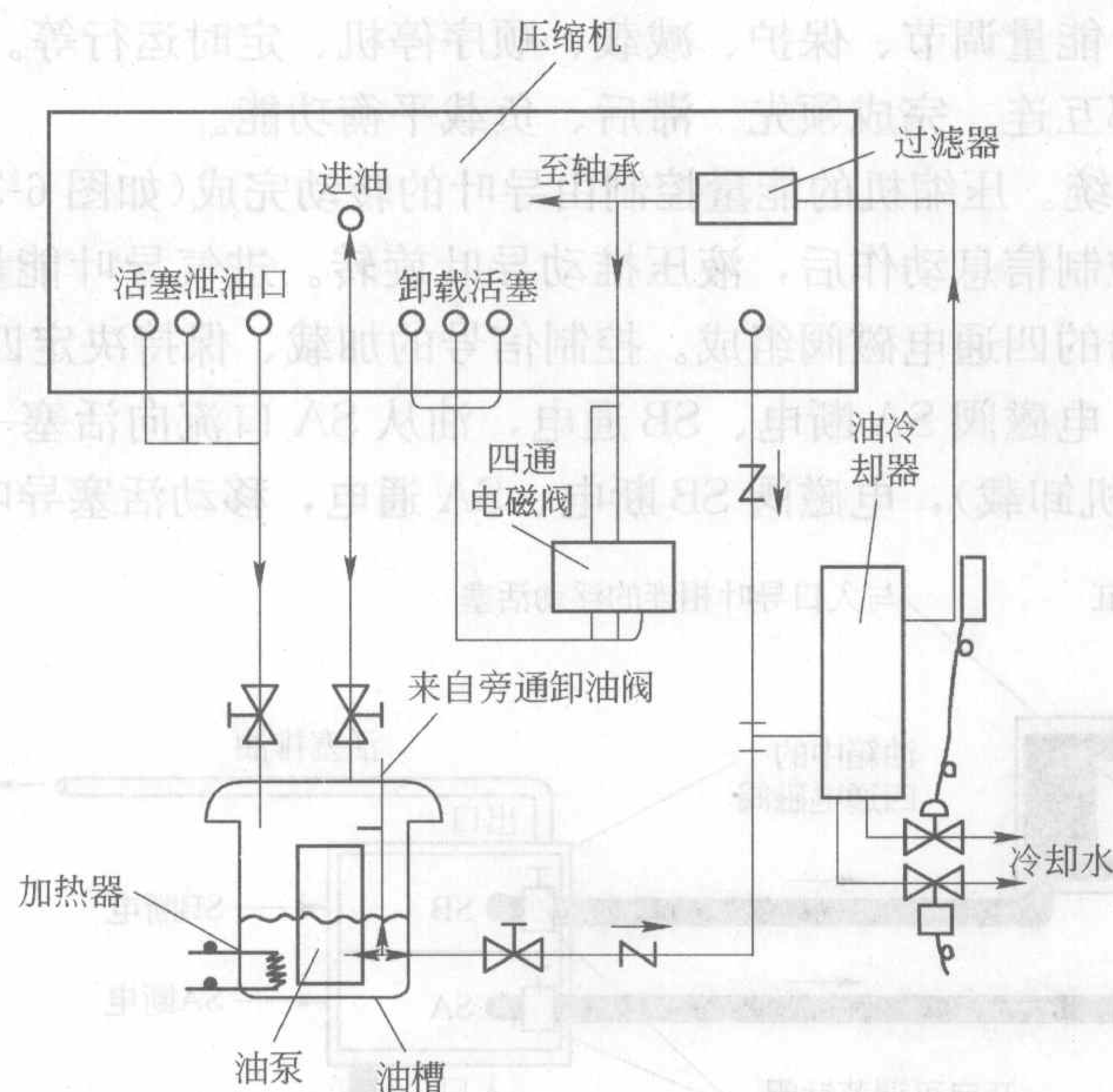


图6-38　机组典型的油流程

（4）热回收系统。标准的PHH和PJH热回收式冷水机组带有热回收系统。热回收机组都有分层冷凝器用于热回收（图6-39），制冷剂侧（壳程）共用一回路，比单个换热器的运行效率高，冷却水和热回收水是隔离的，形成两个独立的回路。分层冷凝器的独特设计可防止冷却塔水和热回收水回路相交混杂，同时发挥了单冷凝器内在效率的优势。分层冷凝器为卧式，可使热回收回路充分利用热气的优势。该设计用于全热回收和部分热回收的场合。

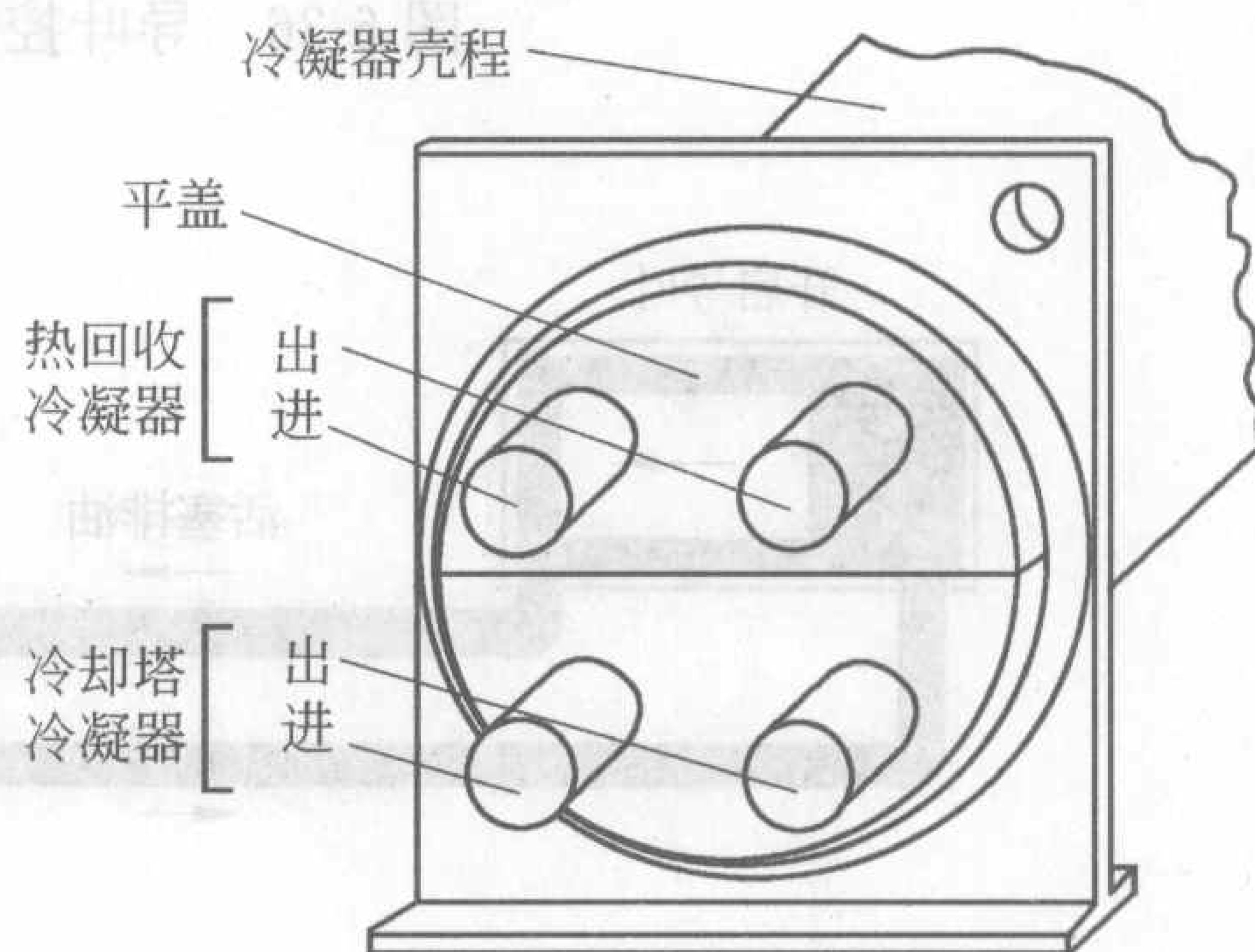


图6-39　分层冷凝器

1）全热回收　大多数供热场合需要的水温高于典型冷水机组冷凝器的水温35～37℃。全热回收冷水机组与一般冷水机组相比，冷凝器出水温度高，对应的冷凝压力高，需要更多的能耗。因此，对于所有离心式冷水机组，使用热回收是要付出代价的，故需仔细权衡经济性和合理性。图6-40为全热回收系统图。

2）部分热回收　分层冷凝器的好处同样也体现在部分热回收设备上。在部分热回收场合，通常由冷却塔排出的热量在正常冷凝温度下被回收。额外补充的冷凝传热面积可改善传热，因此能使机组保持较高的冷却效率。图6-41为部分热回收系统图。该热回收系

统主要用于生活水的预热，锅炉补偿水和空调系统加热。因冷凝温度不像全热回收那样升得较高，对部分加热模式不需特殊控制，不用的热量可简单地通过冷却塔排放。

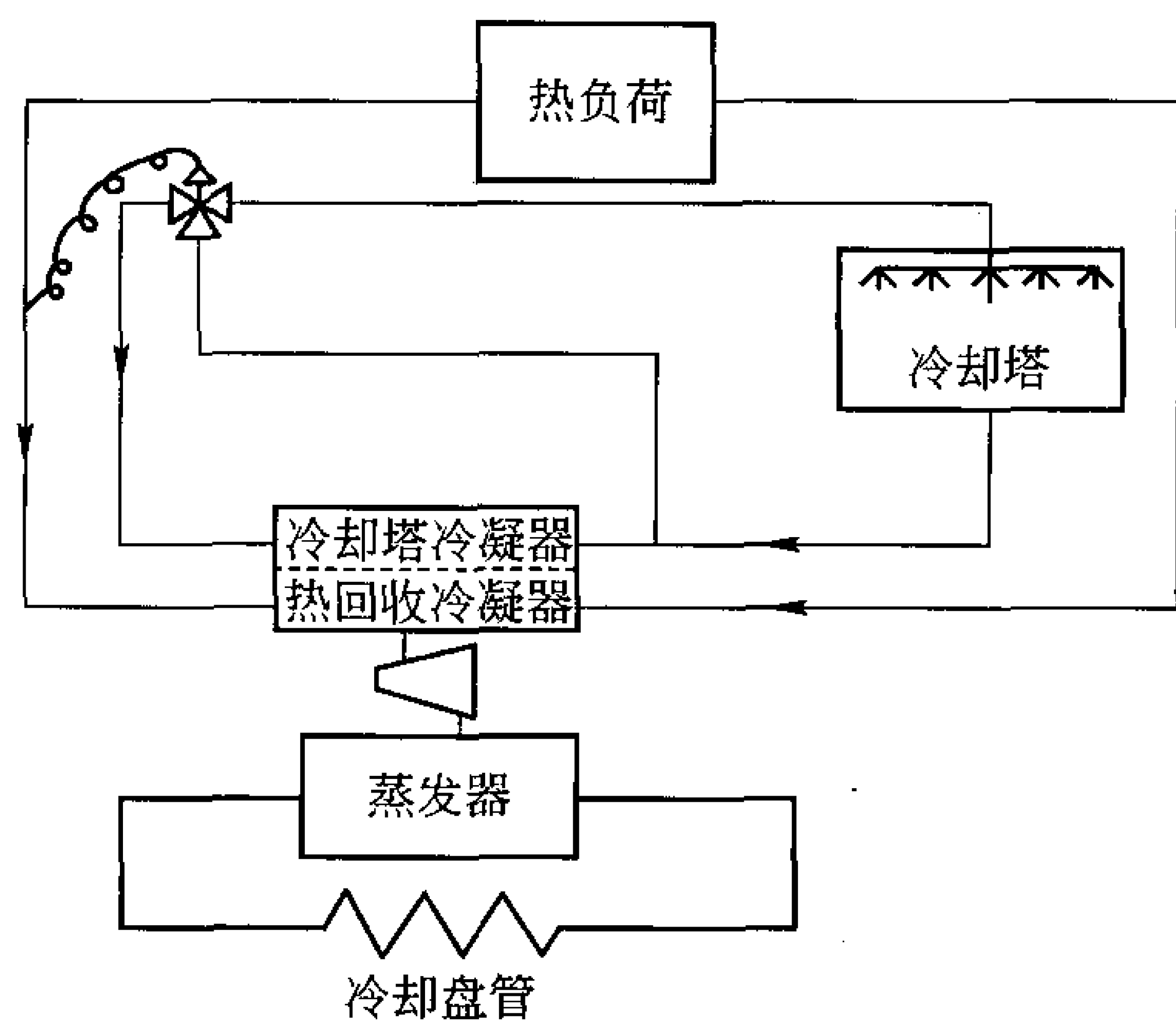


图 6-40　全热回收系统

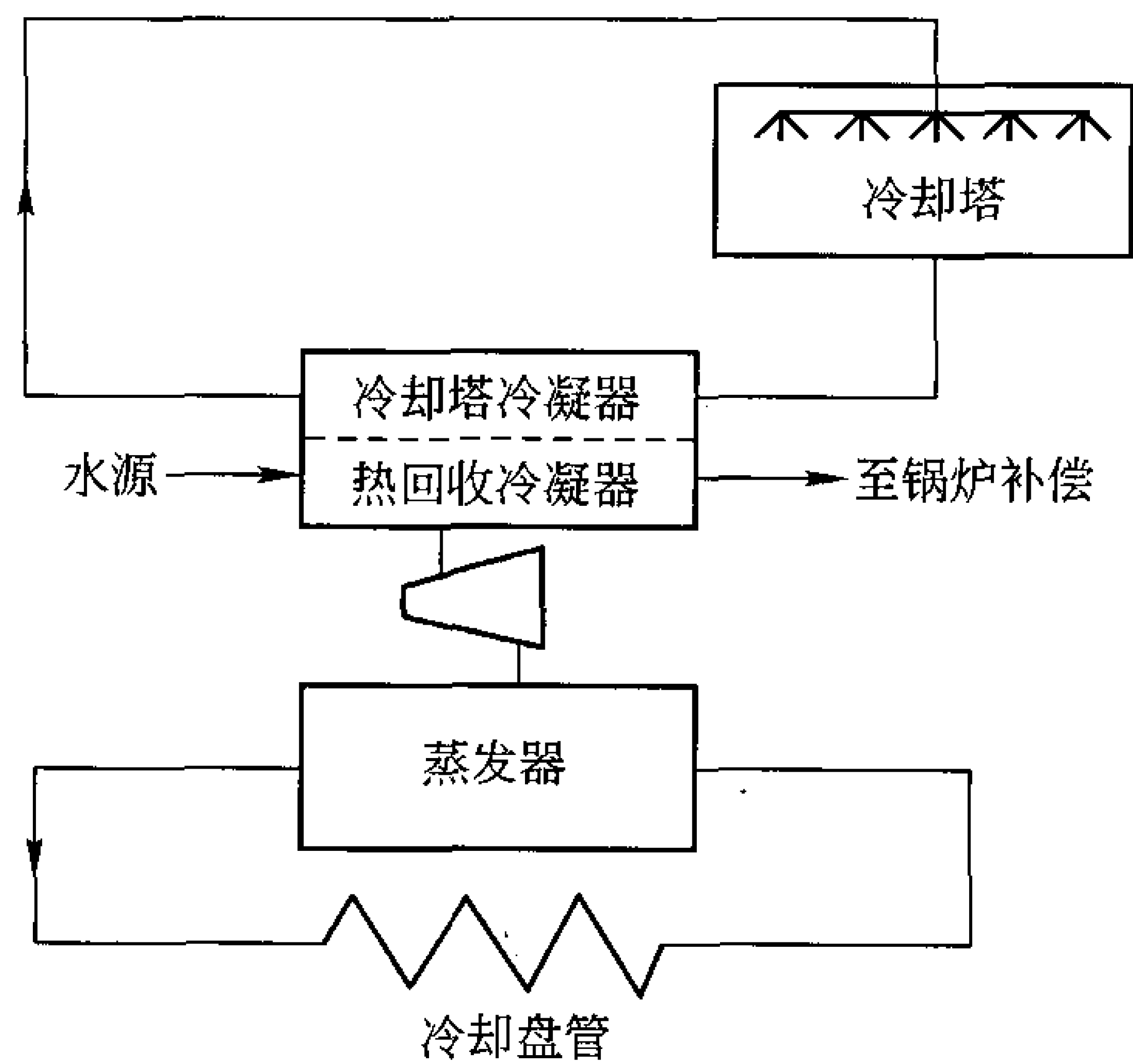


图 6-41　部分热回收系统

(5) 制冷循环系统。机组的制冷剂循环如图 6-42 所示。

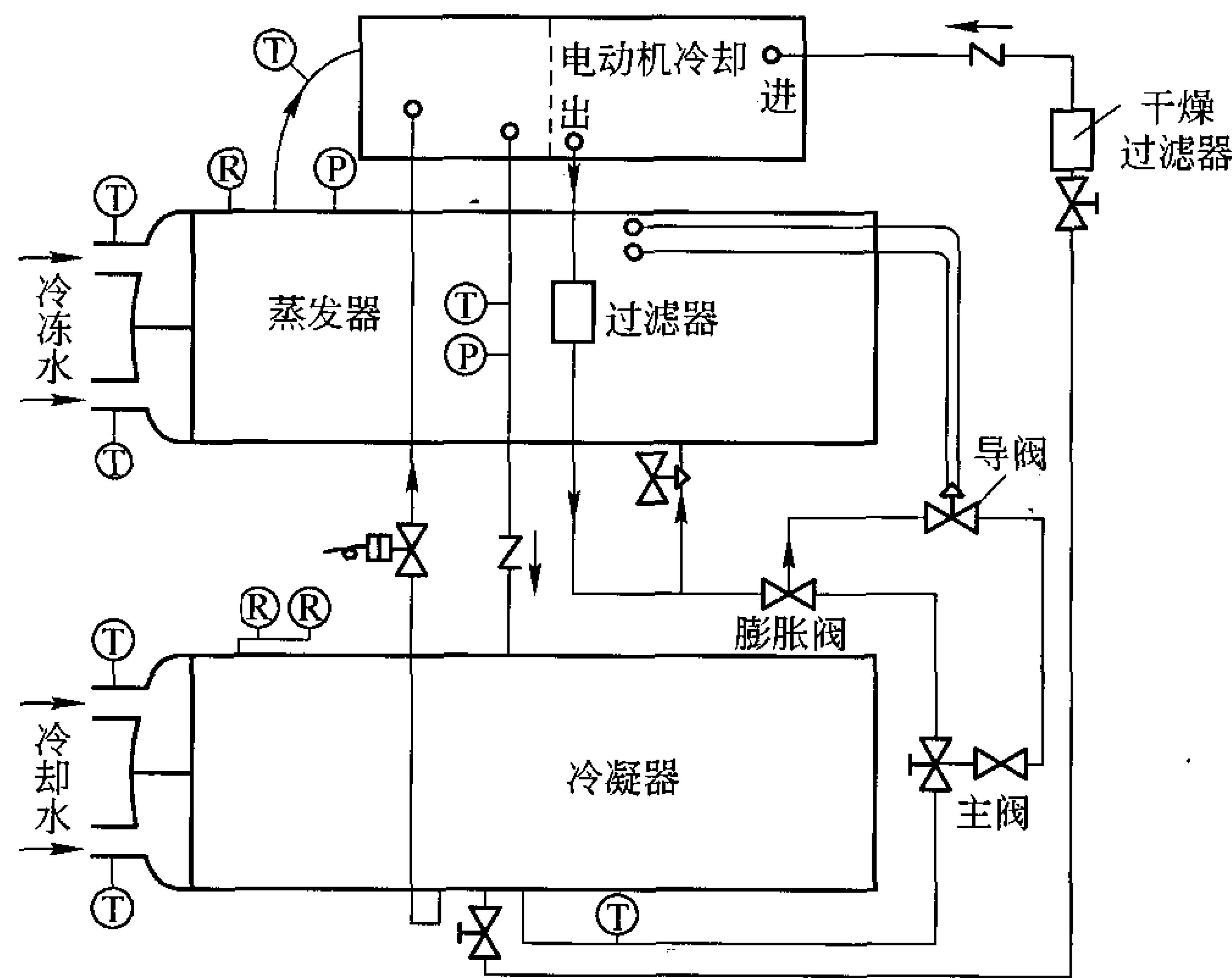


图 6-42　机组典型的制冷循环

Ⓣ 温度传感器；Ⓟ 压力传感器；Ⓡ 安全阀

(6) 散流滑块。图 6-43 为 McQuay 离心压缩机特有的可移动式排气散流滑块。当制冷量减少时，可移动式排气散流滑块往内侧运动，以保持制冷剂速率，从而避免了压缩机不稳定喘振运行，降低了噪声和振动。在同时采用进口导叶和可移动式排气散流滑块调节时，能允许制冷量降到 10%。

5. Unitop 系列离心式冷水机组

Unitop 系列离心式冷水机组，是由冰山集团和瑞士 SULZER 公司联合开发的。该机组采用开启式离心压缩机作为主机，具有体积小、重量轻、操作简单、易损件少等特点。其流程图如图 6-44 所示。

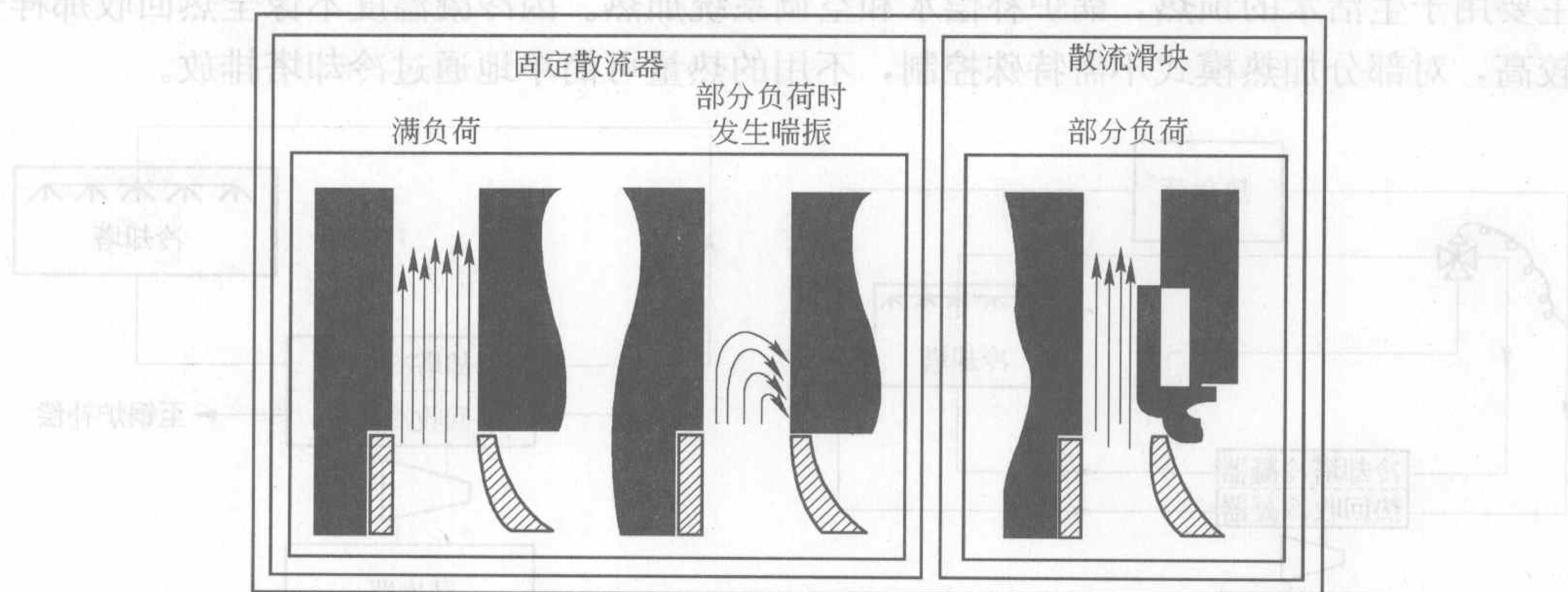


图 6-43　散流滑块的工作原理

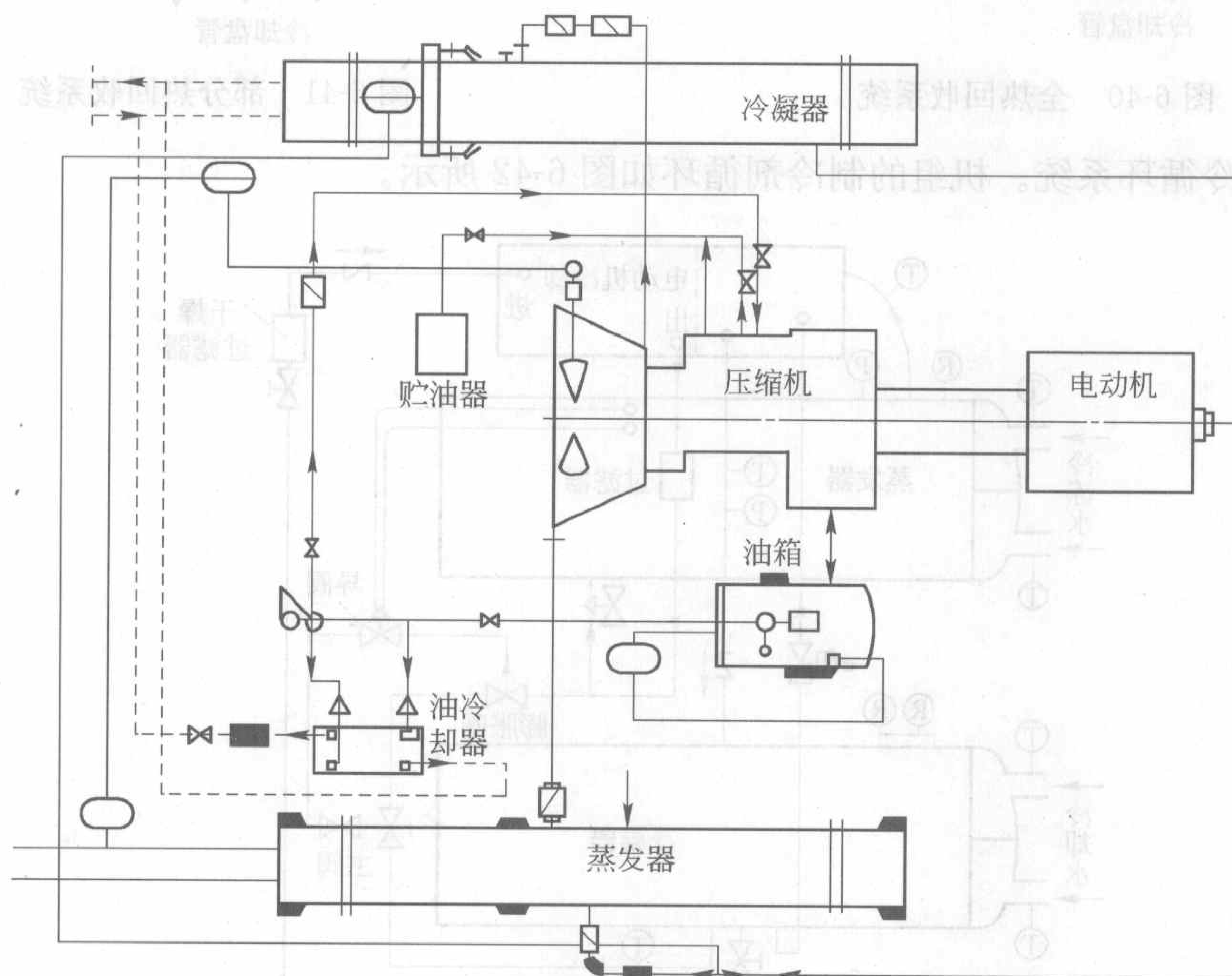


图 6-44　Unitop 系列离心式冷水机组流程

Unitop 系列离心式冷水机组主要特点：

(1) 高质量、高性能的主机

1) SULZER 主机采用世界先进的精密铸造技术，选用不锈钢制作的叶轮具有高精度、高强度的优点，有效地防止了传统的铝制叶轮易被拉伤、破坏等现象。同时有效地防止了在有水分的情况下铝与部分制冷剂起反应，腐蚀叶轮的现象。

2) 在设计中，依据设计经验结合现代先进的科学技术，提高了叶轮的效率；采用垂直密封的方法，保证了叶轮与机体的密封精度，使得主机的效率更高，使用时更省电。

3) 机体、齿轮箱的密封面在垂直面上，防止了材料的变形对密封、运转精度的影响。同时，使得主机的拆装、维护更方便。

4）选用导流叶片调节主机的能量，可在设计值的10%～100%之间调节冷量，采用专利的布流器技术，使得机组在部分负荷时，能耗依旧很小，有效地降低了用户的电耗。

5）主机与电动机的连接，选用开启式连接方式，提高了系统的效率，降低了对电动机的特殊要求，有效地防止了电动机烧毁。同时，使得操作、维护更方便。独有的专利密封设计使油路与制冷剂系统彻底分离，省去了传统的复杂回油系统，降低了换热管的热阻，提高了换热器的效率，使机组运行更经济、更可靠。

（2）系列化设计。Unitop 系列离心式冷水机组在设计时，采用系列化设计，机组的主机、换热器的设计选用先进的计算机优化软件设计。

（3）采用了国际先进的换热管。离心式冷水机组的冷凝器、蒸发器用的换热管，采用国际先进厂家生产的产品，以保证质量，提高机组效率。

（4）采用先进的 PID 控制技术。离心式冷水机组选用先进的控制元件，结合先进的 PID 控制技术，使机组运行合理，提高了机组的使用效率。

（5）独特的密封。离心式冷水机组采用了独特的密封材料，保证了制冷剂的密封。

第七章　制冷压缩机应用

第一节　压缩机的选用

本节以应用最广的活塞制冷压缩机为例，介绍它的选择计算方法。

活塞制冷压缩机的制冷量与它的工况、气缸数目、气缸尺寸、活塞行程、转数和输气系数等有关。因此选择时可根据它的工况，在制造厂提供的制冷压缩机特性曲线图上，查得每台制冷压缩机的制冷量及其所需要的功率。这样就能选定所需要的制冷压缩机及配用的电动机。

在缺乏产品技术资料时，活塞制冷压缩机的制冷量、配用电动机功率及它的气缸套冷却水量可按下面的方法估算。

一、活塞制冷压缩机制冷量的估算

通常有两种计算方法：

(1) 活塞制冷压缩机在设计工况下的制冷量 Q_0 可按式(1-14)计算，将式(1-11)代入(1-14)，整理得：

$$Q_0=\eta_v q_{vt} q_{0v}/3600 \tag{7-1}$$

式中　q_{vt}——压缩机的理论排气量，m^3/h；

q_{0v}——制冷剂在给定制冷工况下的单位容积制冷量，kJ/m^3。

活塞制冷压缩机的容积效率，一般制造工厂均有试验数据可供选取。在没有试验数据的情况下，也可查图得到容积效率的数值。图 7-1 是小型封闭式压缩机容积效率在不同的相对余隙容积时随压力比的变化关系。图 7-2 是不同制冷剂的开启式压缩机容积效率随工况温度变化的关系。

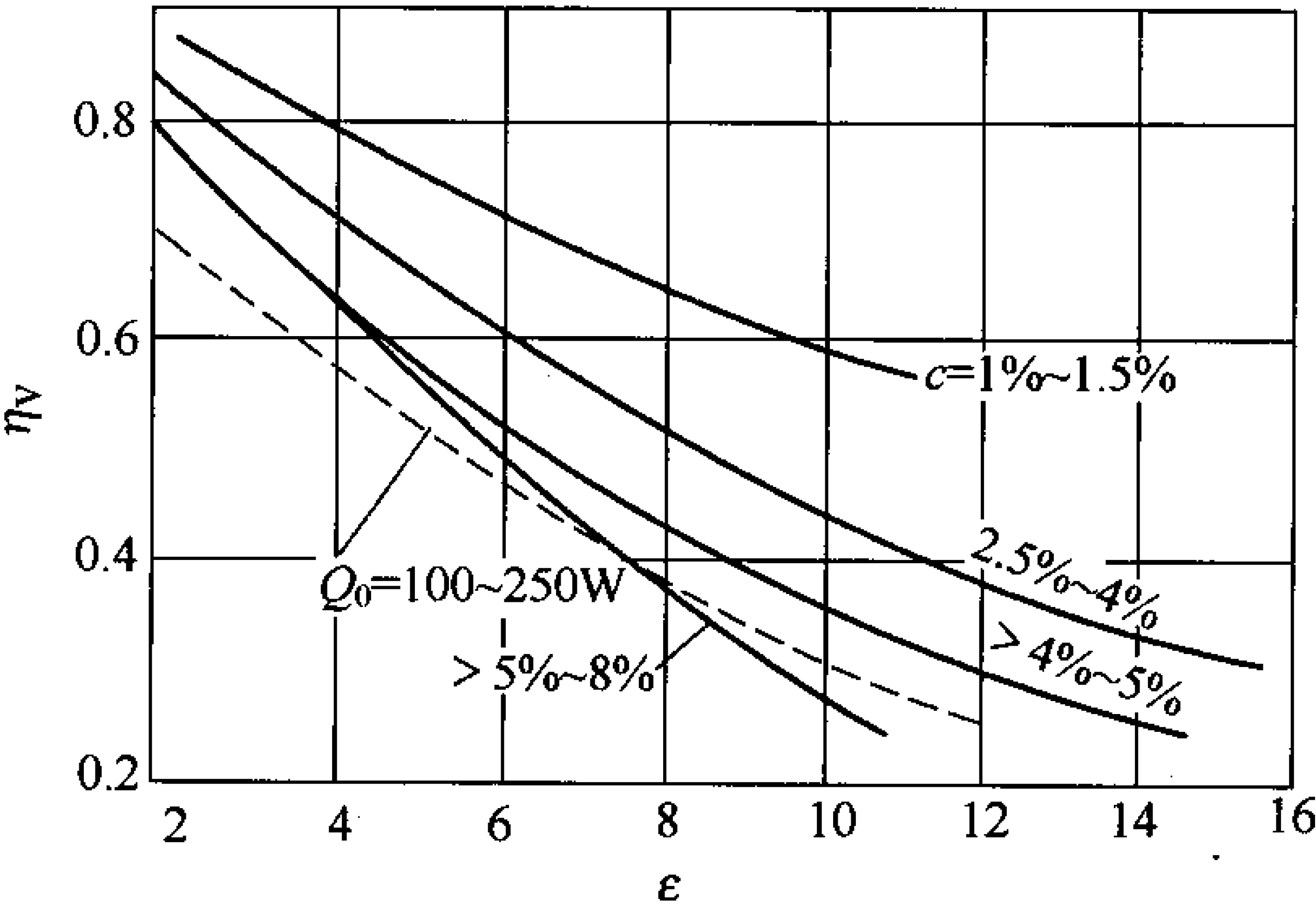


图 7-1　小型封闭压缩机的 η_v 随 c(相对余隙容积)和 ε(压力比)的变化

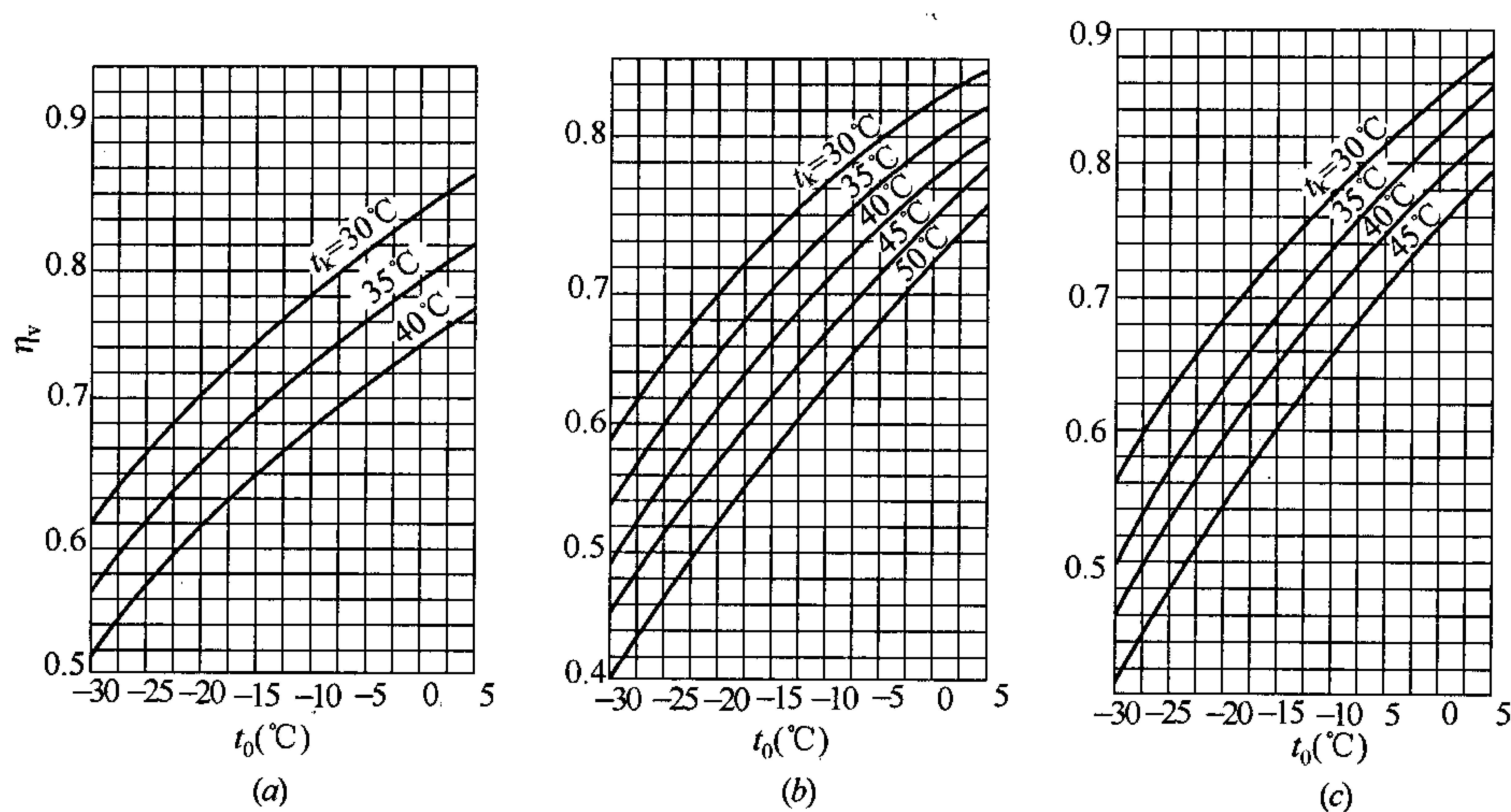


图 7-2 开启式压缩机的容积效率与工况温度的关系

(*a*)氨；(*b*)R134a；(*c*)R22

（2）当已知活塞压缩制冷机标准工况下的制冷量 Q_0 可按下式换算：

$$Q=K_1Q_0 \tag{7-2}$$

式中 K_1——换算系数，可由表 7-1 和表 7-2 查得。

立式和 V 型氨压缩机制冷量换算系数 K_1 **表 7-1**

蒸发温度(℃)	冷凝温度(℃)															
	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
−15	1.07	1.06	1.04	1.03	1.01	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.94	0.93	0.91	0.90	0.88	0.87
−14	1.13	1.12	1.10	1.09	1.07	1.06	1.05	1.04	1.02	1.01	1.00	0.98	0.97	0.95	0.94	0.92
−13	1.19	1.18	1.16	1.15	1.13	1.12	1.11	1.09	1.08	1.06	1.05	1.03	1.02	1.00	0.99	0.97
−12	1.26	1.24	1.23	1.21	1.20	1.18	1.17	1.15	1.14	1.12	1.11	1.09	1.08	1.06	1.05	1.03
−11	1.32	1.30	1.29	1.27	1.26	1.24	1.22	1.21	1.19	1.18	1.16	1.14	1.13	1.11	1.10	1.08
−10	1.38	1.36	1.35	1.33	1.32	1.30	1.28	1.27	1.25	1.24	1.22	1.20	1.18	1.17	1.15	1.13
−9	1.46	1.44	1.42	1.41	1.39	1.37	1.35	1.34	1.32	1.31	1.29	1.27	1.25	1.24	1.22	1.20
−8	1.53	1.51	1.49	1.48	1.46	1.44	1.42	1.41	1.39	1.38	1.36	1.34	1.32	1.30	1.28	1.26
−7	1.61	1.59	1.57	1.56	1.54	1.52	1.50	1.48	1.46	1.44	1.42	1.40	1.38	1.37	1.35	1.33
−6	1.68	1.66	1.64	1.63	1.61	1.59	1.57	1.55	1.53	1.51	1.49	1.47	1.45	1.43	1.41	1.39
−5	1.76	1.74	1.72	1.70	1.68	1.66	1.64	1.62	1.60	1.58	1.56	1.54	1.52	1.50	1.48	1.46
−4	1.85	1.82	1.81	1.79	1.77	1.75	1.73	1.71	1.68	1.66	1.64	1.62	1.60	1.58	1.56	1.54
−3	1.94	1.92	1.90	1.88	1.86	1.84	1.82	1.80	1.77	1.75	1.73	1.71	1.68	1.66	1.63	1.61
−2	2.04	2.02	1.99	1.97	1.94	1.92	1.90	1.88	1.85	1.83	1.81	1.79	1.76	1.74	1.71	1.69
−1	2.13	2.11	2.08	2.06	2.03	2.01	1.99	1.97	1.94	1.92	1.90	1.87	1.84	1.82	1.79	1.76
0	2.22	2.20	2.17	2.15	2.12	2.10	2.08	2.05	2.03	2.00	1.98	1.95	1.92	1.90	1.87	1.84
+1	2.33	2.31	2.28	2.26	2.23	2.21	2.18	2.16	2.13	2.11	2.08	2.05	2.02	2.00	1.97	1.94
+2	2.44	2.41	2.39	2.36	2.34	2.31	2.28	2.26	2.23	2.21	2.18	2.15	2.12	2.10	2.07	2.04
+3	2.56	2.53	2.50	2.48	2.45	2.42	2.39	2.36	2.34	2.31	2.28	2.25	2.22	2.19	2.16	2.13
+4	2.67	2.64	2.61	2.58	2.55	2.52	2.49	2.46	2.44	2.41	2.38	2.35	2.32	2.29	2.26	2.23
+5	2.78	2.75	2.72	2.69	2.66	2.63	2.60	2.57	2.54	2.51	2.48	2.45	2.42	2.39	2.36	2.33
+6	2.91	2.88	2.85	2.82	2.79	2.76	2.73	2.70	2.66	2.63	2.60	2.57	2.54	2.50	2.47	2.44

续表

蒸发温度(℃)	冷凝温度(℃)															
	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
+7	3.05	3.02	2.98	2.95	2.91	2.88	2.85	2.82	2.78	2.75	2.72	2.69	2.66	2.62	2.59	2.56
+8	3.18	3.15	3.11	3.08	3.04	3.01	2.98	2.94	2.91	2.87	2.84	2.81	2.77	2.74	2.70	2.67
+9	3.32	3.28	3.24	3.21	3.17	3.13	3.10	3.06	3.03	2.99	2.96	2.93	2.89	2.86	2.82	2.79
+10	3.45	3.41	3.37	3.34	3.30	3.26	3.22	3.19	3.15	3.12	3.08	3.04	3.01	2.97	2.94	2.90

立式和V型R134a压缩机制冷量换算系数 K_1　　**表7-2**

蒸发温度(℃)	冷凝温度(℃)															
	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
−15	1.08	1.06	1.05	1.03	1.02	1	0.98	0.97	0.95	0.94	0.92	0.90	0.89	0.87	0.86	0.84
−14	1.14	1.12	1.11	1.09	1.08	1.06	1.04	1.02	1.01	0.99	0.97	0.95	0.93	0.92	0.90	0.88
−13	1.20	1.18	1.16	1.15	1.13	1.11	1.09	1.07	1.06	1.04	1.02	1.00	0.98	0.97	0.95	0.93
−12	1.27	1.25	1.23	1.21	1.19	1.17	1.15	1.13	1.11	1.09	1.07	1.05	1.03	1.01	0.99	0.97
−11	1.33	1.31	1.29	1.26	1.24	1.22	1.20	1.18	1.16	1.14	1.12	1.10	1.08	1.06	1.04	1.02
−10	1.39	1.37	1.35	1.32	1.30	1.28	1.26	1.24	1.21	1.19	1.17	1.15	1.13	1.10	1.08	1.06
−9	1.46	1.44	1.42	1.39	1.37	1.35	1.33	1.31	1.28	1.26	1.24	1.22	1.19	1.17	1.14	1.12
−8	1.54	1.52	1.49	1.47	1.44	1.42	1.40	1.37	1.35	1.32	1.30	1.28	1.25	1.23	1.20	1.18
−7	1.61	1.59	1.56	1.54	1.51	1.49	1.47	1.44	1.42	1.39	1.37	1.35	1.32	1.30	1.27	1.25
−6	1.69	1.66	1.64	1.61	1.59	1.56	1.53	1.51	1.48	1.46	1.43	1.41	1.38	1.36	1.33	1.31
−5	1.76	1.73	1.71	1.68	1.66	1.63	1.60	1.58	1.55	1.53	1.50	1.47	1.45	1.42	1.40	1.37
−4	1.85	1.82	1.79	1.77	1.74	1.71	1.68	1.66	1.63	1.61	1.58	1.55	1.52	1.49	1.47	1.44
−3	1.94	1.91	1.88	1.85	1.82	1.79	1.76	1.73	1.70	1.68	1.65	1.62	1.59	1.56	1.54	1.51
−2	2.02	2.00	1.97	1.94	1.91	1.88	1.85	1.82	1.79	1.76	1.73	1.70	1.67	1.64	1.61	1.58
−1	2.11	2.08	2.05	2.02	1.99	1.96	1.92	1.89	1.86	1.83	1.80	1.77	1.74	1.71	1.68	1.65
0	2.20	2.17	2.13	2.10	2.07	2.04	2.00	1.97	1.94	1.91	1.88	1.84	1.81	1.78	1.75	1.72
+1	2.31	2.26	2.23	2.20	2.17	2.14	2.10	2.06	2.03	2.00	1.97	1.93	1.89	1.86	1.83	1.80
+2	2.42	2.37	2.34	2.31	2.28	2.24	2.20	2.16	2.13	2.10	2.06	2.02	1.98	1.95	1.92	1.89
+3	2.52	2.47	2.44	2.41	2.38	2.34	2.30	2.26	2.23	2.20	2.16	2.11	2.06	2.03	2.00	1.97
+4	2.63	2.58	2.54	2.51	2.48	2.44	2.40	2.36	2.32	2.29	2.25	2.20	2.15	2.12	2.09	2.06
+5	2.74	2.70	2.66	2.62	2.58	2.54	2.50	2.46	2.42	2.38	2.34	2.30	2.26	2.22	2.18	2.14
+6	2.87	2.82	2.78	2.74	2.70	2.66	2.61	2.57	2.53	2.49	2.45	2.40	2.36	2.32	2.28	2.24
+7	3.00	2.95	2.90	2.86	2.82	2.78	2.73	2.68	2.64	2.60	2.56	2.51	2.47	2.43	2.39	2.35
+8	3.12	3.07	3.02	2.98	2.94	2.90	2.85	2.80	2.76	2.72	2.68	2.63	2.58	2.53	2.49	2.45
+9	3.25	3.20	3.15	3.10	3.06	3.02	2.97	2.92	2.87	2.83	2.79	2.74	2.69	2.64	2.60	2.56
+10	3.38	3.33	3.28	3.23	3.18	3.14	3.09	3.04	2.99	2.95	2.90	2.85	2.80	2.75	2.71	2.66

二、压缩机及电动机功率的计算

1. 理论功率 P_{ts}

$$P_{ts}=q_{ma}W_{ts} \tag{7-3}$$

2. 指示功率 P_i

$$P_i=\eta_i P_{ts} \tag{7-4}$$

式中　η_i——指示效率，可查图7-3求得。

3. 摩擦功率 P_m

$$P_m = q_{vt} p_m / 3600 \quad (7\text{-}5)$$

式中 p_m——平均摩擦压力，kPa。

对于立式和 V 型氨压缩机，$p_m = 49 \sim 68.7$kPa；对于氟里昂压缩机，$p_m = 34.3 \sim 63.7$kPa。

4. 轴功率 P_e

$$P_e = P_i + P_m = P_i / \eta_m \quad (7\text{-}6)$$

式中 η_m——压缩机的机械效率，一般为 0.8～0.9。

5. 配套电动机功率 P_{el}

压缩机由电动机直接传动时，由于传动效率等于 1，所以电动机的轴功率就等于压缩机的轴功率 P_e。一般配套的电动机功率有：

$$P_{el} = (1.10 \sim 1.15) P_e \quad (7\text{-}7)$$

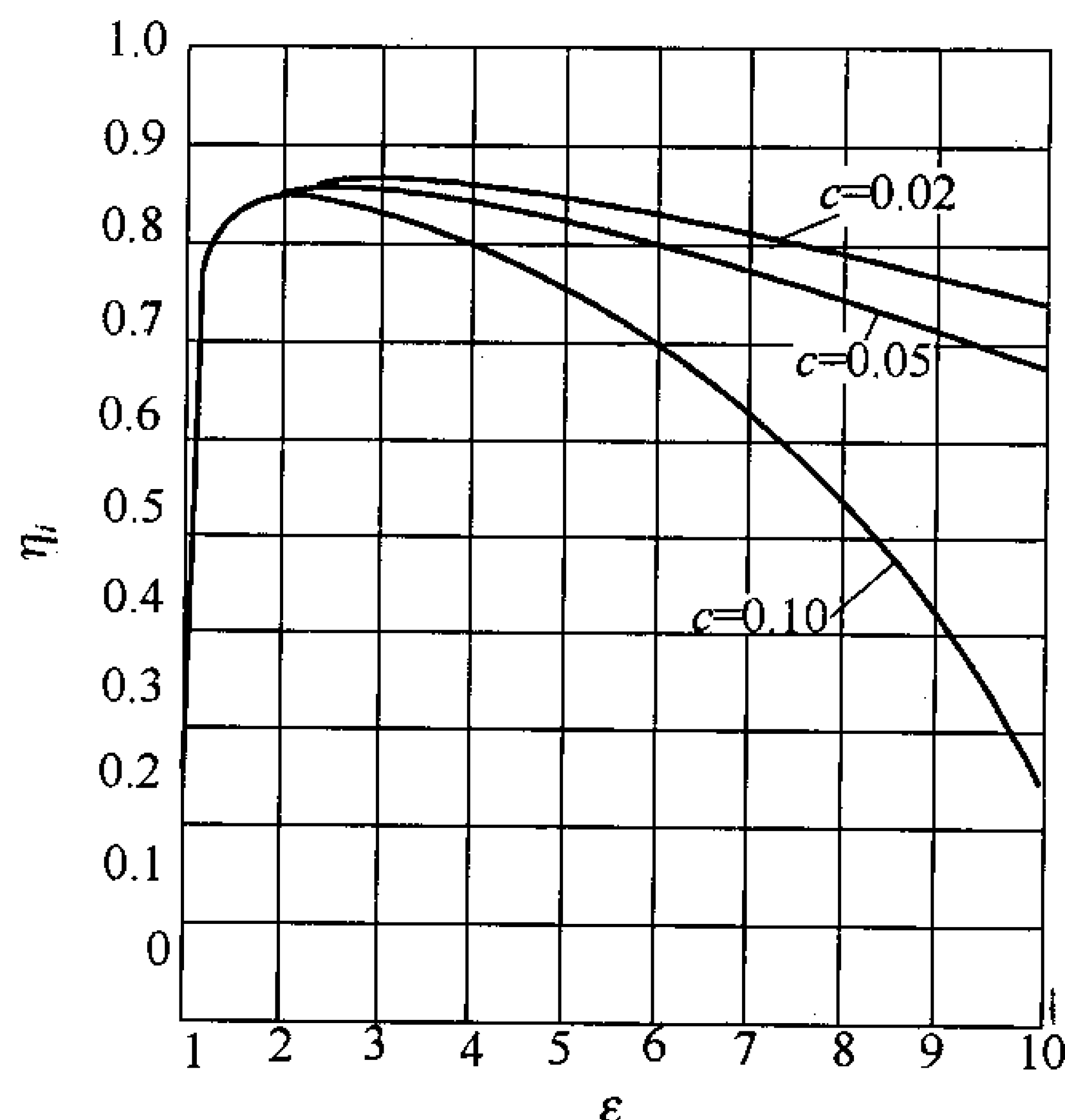


图 7-3 指示效率 η_i 随压力比 ε 和相对余隙容积 c 的变化

为防止启动时电动机过载，压缩机需采用卸载启动或吸气节流等措施。

三、压缩机气缸套冷却水量的确定

压缩机气缸套冷却水量的数据，一般由制造厂提供。在缺少数据时，对于氨和 R22 压缩机的冷却水量，可按理论排量计算，对每 m^3 理论排量需冷却水约 5kg。也可采用下式计算气缸套的冷却水量 q_{mw}(kg/s)。

$$q_{mw} = 0.24 P_e \xi / c \Delta t \quad (7\text{-}8)$$

式中 ξ——比例常数，表示冷却水带走的热量占总发热量的比例，一般取 0.13～0.18；

Δt——气缸套冷却水进出水温度差，通常取 5～10℃；

c——冷却水的比热容，单位为 kJ/(kg·K)。

四、压缩机形式和数量的选择

根据制冷装置某蒸发温度组的机械负荷来选择所需要的制冷压缩机型号和台数。但是如果在有些使用场合规定制冷装置每昼夜的工作时间为 18h，这就意味着压缩机的工作时间系数为 18/24=0.75。这时，该蒸发温度组的机械负荷 Q' 应考虑工作时间系数的影响，于是有：

$$Q' = Q / b \quad (7\text{-}9)$$

式中 Q——考虑每昼夜 24h 的机械负荷，kW；

b——工作时间系数。

对船舶冷藏、厨房冰箱等的制冷装置，为保证它们工作可靠，都规定制冷压缩机的工作时间系数。因此，它们在选择制冷压缩机的型号和台数时就应根据式(7-9)算得的机械负荷 Q' 为依据。

确定制冷压缩机和机组数量的问题，原则是对一个蒸发温度尽可能把必需的制冷量集中在一个机组中。这是因为大的制冷压缩机和机组具有较高的容积效率和能量效率，它们工作时有很高的经济性，它们的材料消耗也省。同时安装大的设备时，因其数量少，所以降低了机房和设备的初投资费用，同样也简化了维护、保养工作。

具体选择机组时应考虑备用机组的问题。因为对活塞制冷压缩机来说，它有大量的易

磨损零件存在，尤其是阀片，它经受剧烈变化的负荷和很高的工作温度，需经常更换。在更换、保养易磨损零件时，需要有备用机组。另外，选择机组时，应与用冷房间一年和一天的冷负荷变化特征相联系。对有稳定产品生产的企业或当外界空气渗入热量较小的情况，在每一蒸发温度时它们一年或一天的冷负荷图将是一条近似的水平线，如图 7-4 所示。如果这时只选一台压缩机是显然是不合理的，因为由于任何微小的工作疏忽造成机器的故障，都会造成停产。为防止企业因制冷装置故障停产而造成经济损失，可选用一台具有同样制冷量的备用机组。但更好的方案是安装一台具有一半制冷量的机组。这样，若一台机组发生故障，第二台机组就仍然能保证生产部分产品的生产，减少经济的损失。

对于外界空气渗入热量比其他热量大的情况，制冷装置相当部分的制冷量是用在保持用冷房间的低温上。这类企业的年冷负荷图具有随外界空气温度变化的特征，见图 7-5。这时如根据机械负荷只选用一台机组，将在一年的相当长时间里显示出机组的使用不合理。因此，在这种冷负荷特性下，最好是将机械负荷均匀地分配给 2 台或 3 台机组。这样既满足了冷负荷变化的需要，也满足了机组设备检查修理时所必需的备用机组的需要。

在某些特殊的场合，用冷房间每昼夜冷负荷的变化是由于它用冷的工艺设备周期性工作而引起的，这时冷负荷的变化非常剧烈，如台阶形增减，如图 7-6 所示。其中每昼夜冷负荷图的均匀部分(如图 7-6 中的 A 部分 Q_a)表示用冷房间为维持低温所用的冷负荷。工艺设备用冷量具有周期性变化(如图 7-6 中的 B 部分 Q_b)，有时还可能出现峰值，(图 7-6 中的 C 部分 Q_c)。这时选择压缩机，最好是将整个机械负荷分给 3 台压缩机，每台压缩机的制冷量分别相当于冷负荷 Q_a、Q_b和 Q_c，也可根据峰值的大小将整个机械负荷分给 2 台压缩机，每台压缩机的制冷量分别为 Q_a 和 Q_b+Q_c。

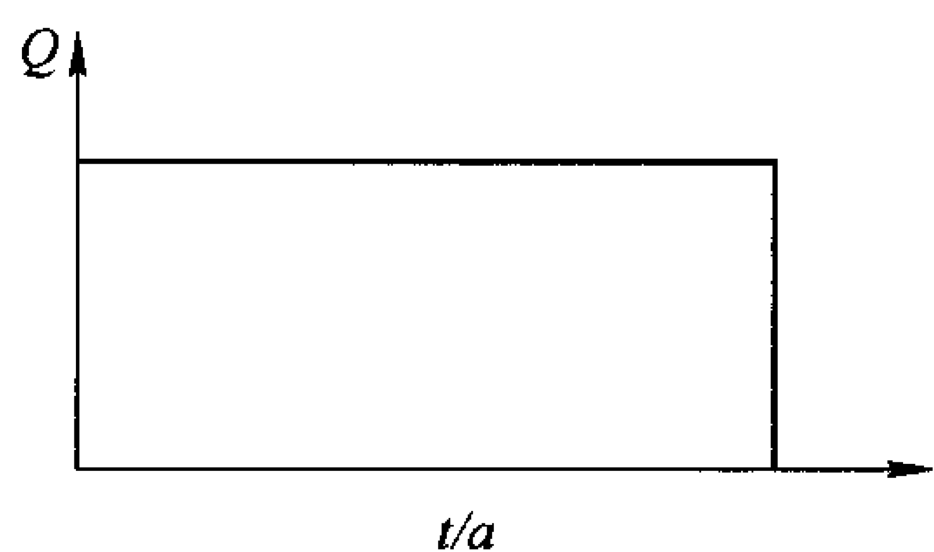


图 7-4　均匀冷负荷

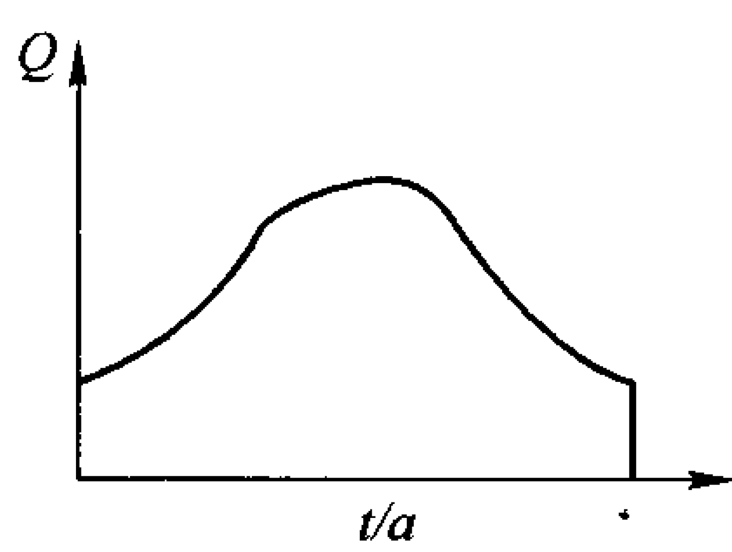


图 7-5　变化的冷负荷

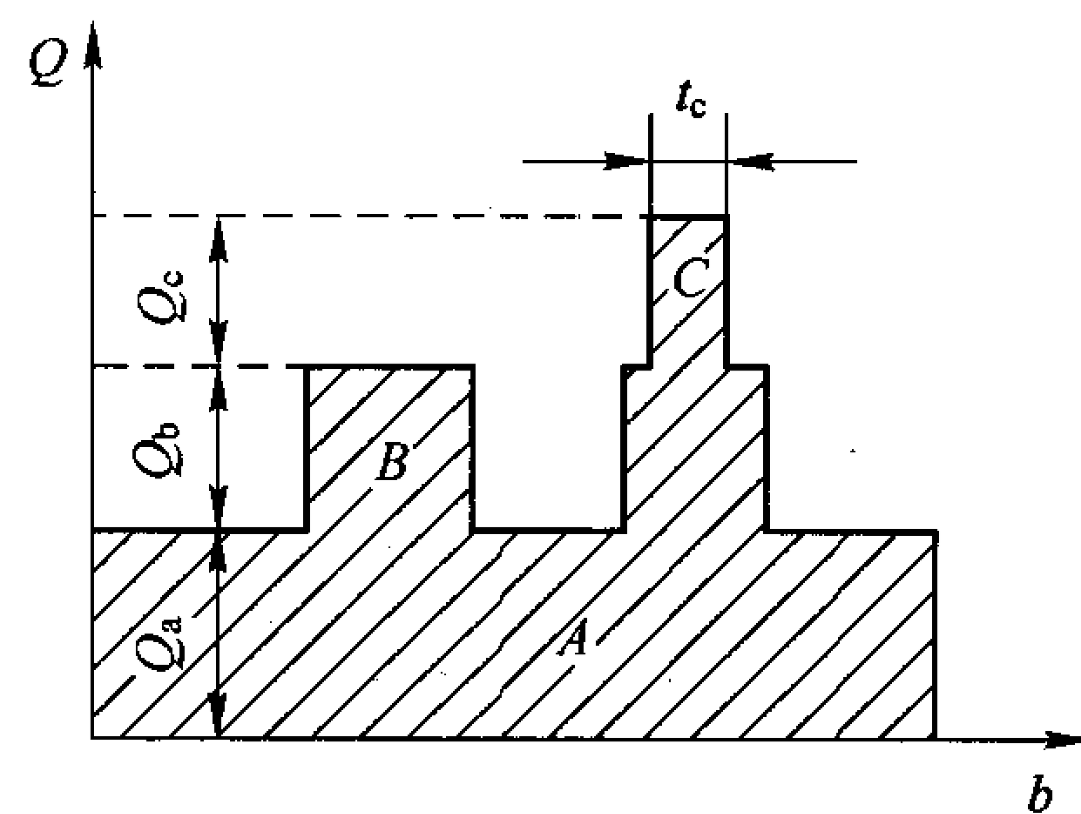


图 7-6　台阶形冷负荷

为了降低用冷房间的峰值冷负荷，有时也可利用蓄冷池，依靠增加压缩机的工作时间，预先把池中的载冷剂冷却到低于计算需要的温度。例如为了降低图 7-6 中的 C 部分的冷负荷，可将容积为 V_{ck}的蓄冷池中的载冷剂预先冷却到更低的温度。因为峰值冷负荷的时间为 t_c，峰值冷负荷为 Q_c，所以应将载冷剂冷却到低于所需温度的差值为 Δt_2。

$$\Delta t_2 = Q_c t_c / \rho_s c_s V_{ak} \tag{7-10}$$

式中　Q_c——峰值冷负荷，kW；

t_c——峰值时间，s；

ρ_s——载冷剂密度，kg/m^3；

c_s——载冷剂比热容，kJ/(kg・K)；

V_{ak}——蓄冷池容积，m^3。

采用蓄冷消除峰值冷负荷的方法，实际上增加了能量的消耗。因为这时制冷装置应该工作在更低的蒸发温度下，所以如何合理地运用蓄冷池和它的工况应该基于经济性的计算。

另外，在选择压缩机时，应尽可能选一种型号或较少型号的压缩机，以便简化制冷装置的运行，减少必须的易损零件备件，便于保养和修理。

从经济角度考虑，在中、小制冷量范围(标准工况 0.35～0.4MW 以下)，选用活塞制冷压缩机最为合理。在较大制冷量范围(标准工况 1.5～1.6MW 以下)，选用螺杆制冷压缩机比较合理。因为这时它的经济性已经超过活塞制冷压缩机的经济性，且比活塞制冷压缩机工作更可靠和运行更简便。当需要的制冷量更大时，一般都选用离心制冷压缩机。因为它在工作可靠、机组紧凑、节省材料和运行平稳等方面都大大超过活塞制冷压缩机和螺杆制冷压缩机。

当制冷装置工作的蒸发温度较低时，要求采用双级压缩制冷机组。活塞双级压缩制冷机组只用在小型制冷量和中等制冷量的场合。对中等制冷量的情况，还可以利用单级螺杆制冷压缩机，因为它单级压缩可达到较高的压缩比，当然也可利用双级压缩的螺杆制冷装置。当蒸发温度在－110～－80℃范围时，需要采用复叠制冷压缩机组。更低的蒸发温度可借助气体制冷机来达到。

第二节　吸、排气管路设计

压缩机的吸、排气管路设计是指用管道把制冷压缩机和其他制冷设备或附件合理地连接起来的设计。管路设计合理与否，关系到压缩机乃至整个制冷系统运行的安全可靠性、经济性及维修管理的方便性。下面简要介绍管路的阻力计算、管径选择和管路的安排布置。

一、管路的阻力计算

单相流体流动时，在直管段沿流动路程会与管壁摩擦而产生摩擦阻力(或称压降)损失；在弯头、三通、阀门及其他附件或设备处会因遇到局部障碍使流速或流向发生变化或者两者同时变化，从而产生局部阻力损失。这些压降的计算方法如下：

1. 摩擦阻力计算公式为：

$$\Delta p_{SPF}=\lambda_{SP}\frac{L}{d_i}\frac{\rho w^2}{2} \tag{7-11}$$

式中　λ_{SP}——摩擦阻力系数；

L——管子长度，m；

d_i——管子内径，m；

ρ——流体密度，kg/m^3；

w——流体流速，m/s。

每 m 管长的摩擦压降为：

$$\Delta R_{SPF}=\frac{\Delta p_{SPF}}{L}=\lambda_{SP}\frac{\rho}{d_i}\frac{w^2}{2} \tag{7-12}$$

摩擦阻力系数 λ_{SP} 与管内流体的流型有关。对于层流状态，由雷诺数 Re 即可直接查图

7-7，求得摩擦阻力系数λ_{SP}。从该图中可以看出，层流区的摩擦阻力系数λ_{SP}只与雷诺数Re有关，其关系式为：

$$\lambda_{SP}=Re/64 \tag{7-13}$$

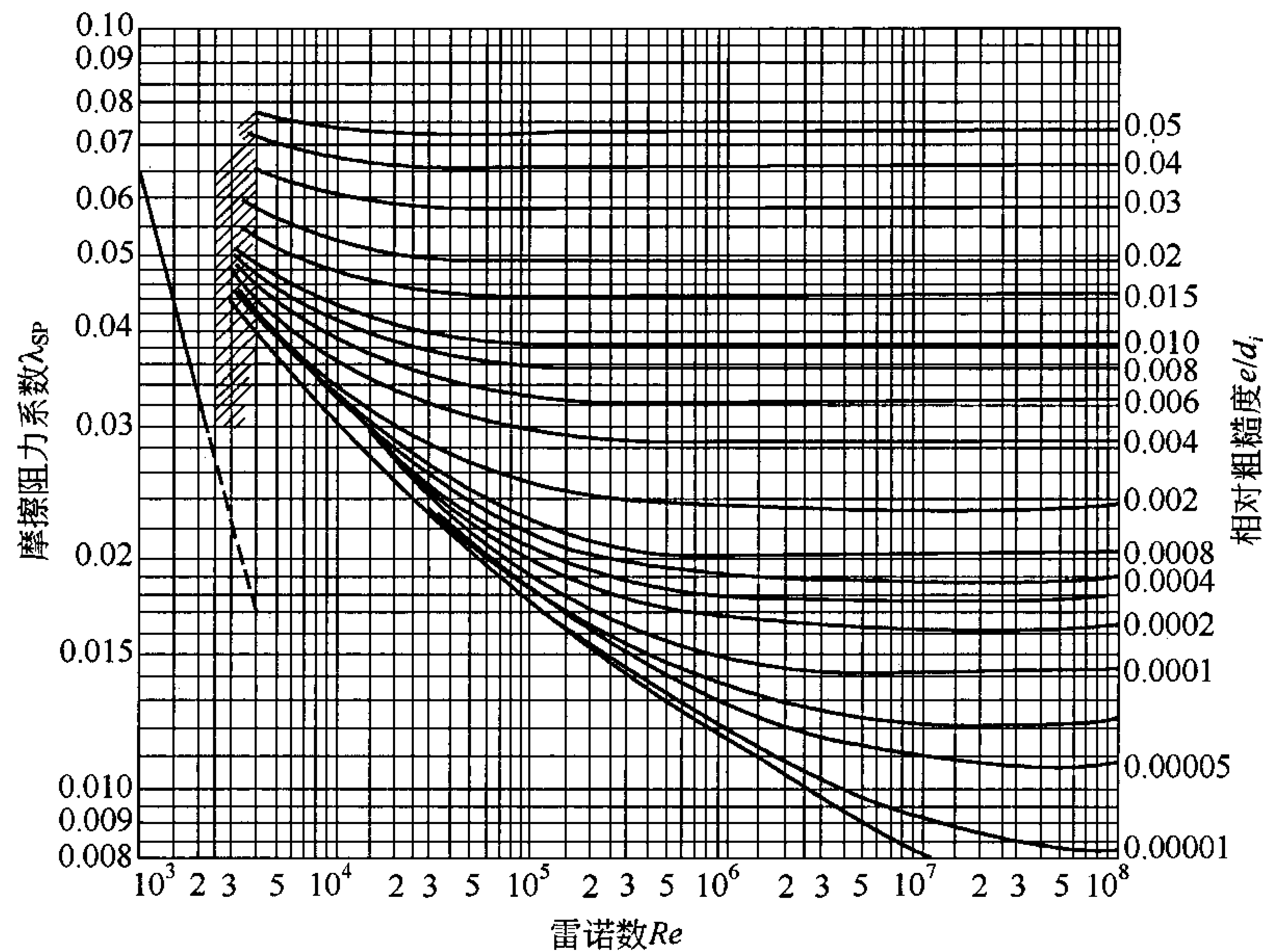


图 7-7　摩擦阻力系数

对于紊流状态，除需已知雷诺数Re外，还必须已知管内表面的相对粗糙度(e/d_i)的值，才能从图 7-7 查出λ_{SP}值。因此，该图表示紊流区的摩擦阻力系数λ_{SP}与雷诺数Re及管内表面的相对粗糙度(e/d_i)有关，它们的相互近似关系式为：

$$\lambda_{SP}=0.0055\left[1+\left(20000\frac{e}{d_i}+\frac{10^6}{Re}\right)^{1/3}\right] \tag{7-14}$$

在某一特定范围内，摩擦阻力系数的经验公式是很多的。由于这些经验公式都有其局限性，这里不一一介绍。

相对粗糙度是管子的绝对粗糙度e与管子内径d_i的比值(e/d_i)，管子的绝对粗糙度见表 7-3。

管子的绝对粗糙度　　**表 7-3**

管　子	绝对粗糙度 e(mm)	管　子（使用若干年后的钢管）	绝对粗糙度 e(mm)
新的无缝钢管或黄铜管	0.0～0.0015	非腐蚀性气体及蒸气通过	0.10
新的钢管	0.05～0.10	非腐蚀性液体通过	0.30
新的铸铁管	0.26～0.30	弱腐蚀性液体通过	0.50
新的镀锌钢管	0.15	强腐蚀性液体通过	0.80

在氟里昂制冷系统中，正常情况下制冷剂对管壁既不腐蚀，也不产生污垢。当采用铜管时，铜管内表面的绝对粗糙度极小。因此，在实际工程计算中，一般可以忽略不计。而钢管内表面的绝对粗糙度e=0.012～0.1mm，与制造质量有关，对于流动阻力损失计算

有影响。国外工程计算一般取 $e=0.046\text{mm}$，国内常取 $e=0.06\text{mm}$。对于污染和腐蚀较大的流体，应采用较大的粗糙度。

2. 局部阻力计算公式为：

$$\Delta p_{SPP}=\xi_{SP}\frac{\rho w^2}{2} \tag{7-15}$$

式中　ξ_{SP}——局部阻力系数。

其余符号的意义同式(7-12)。

制冷管系习惯上采用“当量管长“的方法来计算局部阻力，即认为流体在各弯头、三通、阀门或其他附件处所产生的局部阻力损失，与该流体在跟直管段相同管内径的某一管长上所产生的摩擦阻力损失等效，用该管长的摩擦阻力损失来代替流体在该处的局部阻力损失。这样，就只要知道各弯头、三通、阀件等的当量管长 L_e 为其管内径 d_i 的多少倍数，即所谓当量直径$\left(\frac{L_e}{d_i}\right)$，就可以避免求该处的局部阻力系数 ξ_{SP}。于是，式(7-15)就可表示为：

$$\Delta p_{SPP}=\lambda_{SP}\frac{L_e}{d_i}\frac{\rho w^2}{2} \tag{7-16}$$

式中　λ_{SP}——摩擦阻力系数，按同样管径和流速的直管取用；

L_e——阀门三通弯头等管件的当量管长，m；

其余符号的意义同式(7-12)。

各种常用阀和管件的当量直径$\left(\frac{L_e}{d_i}\right)$见表 7-4。

各种常用管件的当量直径　　**表 7-4**

<table>
<tr><th colspan="2">阀和管件名称</th><th>当量直径(L_e/d_i)</th><th colspan="2">阀和管件名称</th><th>当量直径(L_e/d_i)</th></tr>
<tr><td colspan="2">球形阀(全开)</td><td>340</td><td>管弯 90°</td><td>$R\geqslant1.5d$</td><td>15</td></tr>
<tr><td colspan="2">角阀(全开)</td><td>170</td><td>方弯 90°</td><td></td><td>80</td></tr>
<tr><td colspan="2">闸门阀(全开)</td><td>8</td><td rowspan="2">管径突然扩大</td><td>$d/D=1/4$</td><td>30</td></tr>
<tr><td colspan="2">止回阀(全开)</td><td>80</td><td>$d/D=1/2$</td><td>20</td></tr>
<tr><td rowspan="2">标准弯头</td><td>90°</td><td>40</td><td rowspan="2">管径突然扩大</td><td rowspan="2">$d/D=3/1$</td><td rowspan="2">17</td></tr>
<tr><td>45°</td><td>25</td></tr>
<tr><td rowspan="2">三通</td><td>主管直通</td><td>20</td><td rowspan="3">管径突然缩小</td><td>$d/D=1/4$</td><td>16</td></tr>
<tr><td>主管通支管或支管通主管</td><td>60</td><td>$d/D=1/2$</td><td>11</td></tr>
<tr><td>管弯 90°</td><td>$R=d$</td><td>20</td><td>$d/D=3/4$</td><td>7</td></tr>
</table>

3. 管系的总阻力

(1) 对于封闭式系统，管系中的总阻力为各个管段摩擦阻力 ΔP_{SPF} 与局部阻力 ΔP_{SPP} 之和。即：

$$\Delta p_{SP}=\Sigma\Delta p_{SPF}+\Sigma\Delta p_{SPP}=\Sigma\lambda_{SP}\frac{L+L_e}{d_i}\frac{\rho w^2}{2} \tag{7-17}$$

式中符号见式(7-14)或式(7-15)。

(2) 对于开启式系统，除各管段的摩擦阻力 ΔP_{SPF} 与局部阻力 ΔP_{SPP} 外，还必须考虑流体克服液位差的阻力。即：

$$\Delta p_{SP}=\Sigma\Delta p_{SPF}+\Sigma\Delta p_{SPP}+(Z_2-Z_1)\rho g \tag{7-18}$$

式中　Z_1 与 Z_2——入口与出口的液位，m；

ρ——液体密度，kg/m^3；

g——当地的重力加速度，$g=9.806m/s^2$；

其他符号同式(7-16)。

二、管径的选择

管径的大小直接影响到管内流体的流速，同时也影响到管系的造价。流速又与管内流体的压力降有关，而压力降的大小又会影响流体流动的动力消耗。在制冷系统中，管径的确定与制冷剂性质有关。对于氟里昂系统，管径的确定应综合考虑经济、压力损失及回油三个因素。从初投资考虑，希望管径小一些。但是这样会增大压力损失，从而引起压缩机的吸气压力降低、排气压力升高，使压缩机的制冷能力降低、单位制冷量的耗电量增加。氟里昂的回气管径选用不当还会使润滑油回油不良，给系统制冷能力的发挥和运行带来不良影响。对于氨系统，因氨难溶解于润滑油，不存在回气管回油问题，主要是考虑经济和压力损失两个因素。由此可知，影响管径确定的各因素是相互制约的，选择时必须综合考虑。

管径选择的方法一般有两种：一是根据由试验得来的并已综合了上述因素影响的制冷剂在管路中的流速和允许压力降等数据，按上述方法来确定最小管内径；二是利用线算图，根据制冷系统的制冷量、蒸发温度、当量总长(把所有产生局部阻力的管件的当量管长都累计到直管段的长度上去后的管道总长)查出最小管内径。这可避免繁琐的运算，较为简便。但线算图本身是略有误差的，不过对于工程计算已足够准确。

下面就把几种常用的制冷剂各种管路管径确定的有关允许压降或流速等数据和线算图分别介绍如下：

1. 氟里昂压缩机

(1) 回气管。回气管的压降会直接影响制冷压缩机的制冷量。一般将氟里昂回气管的允许压降控制在相当于饱和蒸发温度相差 1℃。相应的流速约为 8～15m/s。这就是说，当管路长度较大和管件较多时应选择较大的管径，以降低其流速，使压降不超过此值。但上升回气立管的直径主要是受必要的回油速度的约束，不宜为满足压降要求而选择偏大的管径。在相当于饱和蒸发温度相差 1℃时氟里昂的压力降，随蒸发温度而改变，可以查有关制冷剂的物性图表求得。

确定 R134a 和 R22 的回气管最小内径的线算图分别见图 7-8 和图 7-9。从图可知，回气管的最小内径是根据蒸发温度、管路当量总长和制冷量来确定的，其制冷量是根据膨胀阀前的制冷剂液体温度为 40℃计算的，对于其他进液液温可以大致通用。

(2) 排气管

排气管道的压降对制冷量的影响较小，但对制冷压缩机的功率消耗影响较大。由于排气比热容较回气的小，可用较小的管径。因此排气管道压降以控制在相当于饱和冷凝温度差 0.5℃为宜。当饱和冷凝温度 $t_k=40$℃时，与 0.5℃温差相当的压力降分别是：R134a 为 12kPa，R22 为 20kPa。

排气管内相应的流速约为 10～18m/s。

氟里昂的上升排气立管主要应考虑必要的带油速度。

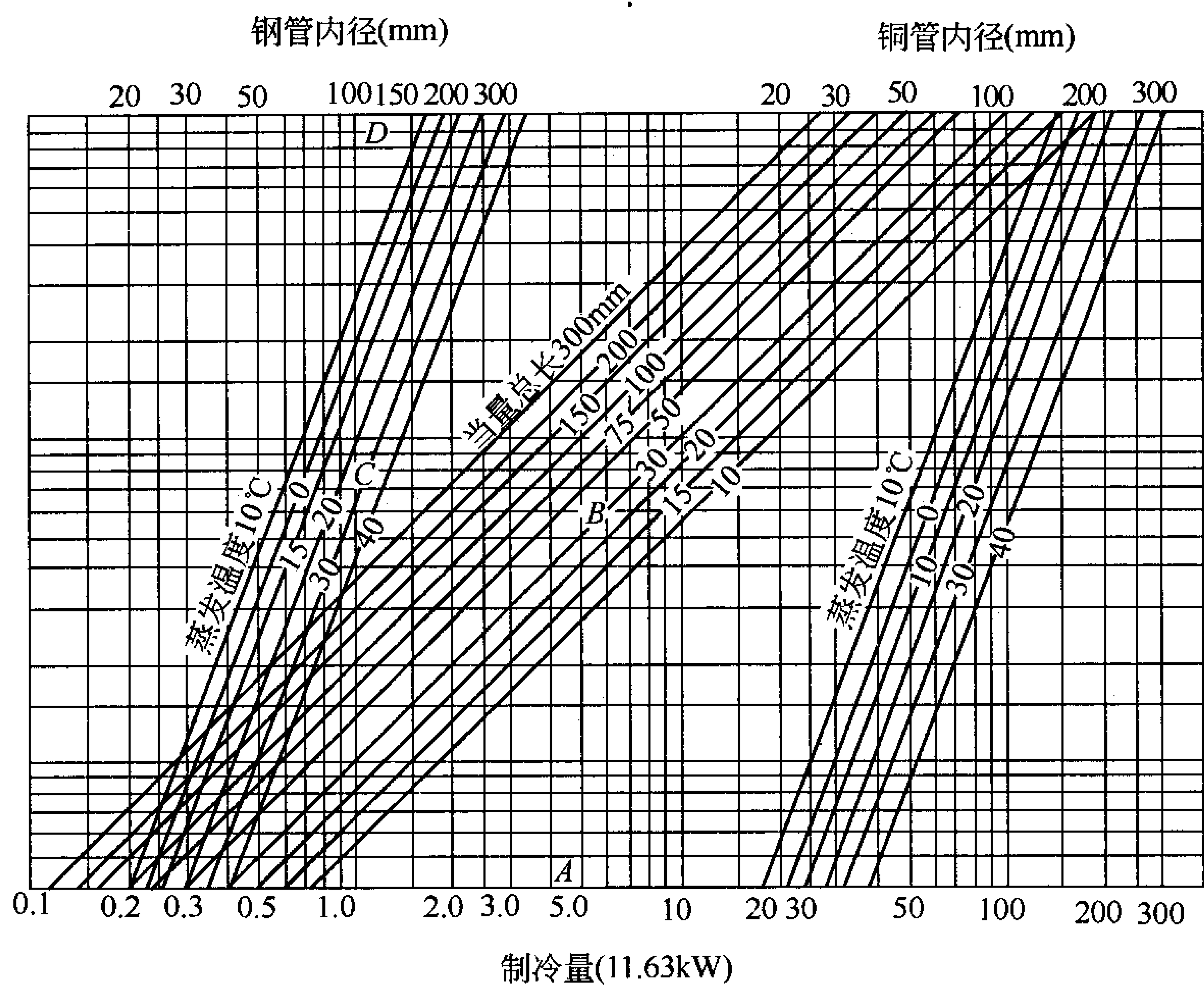


图 7-8　R134a 回气管管径

注：饱和蒸发温度差为 1℃；膨胀阀前的液温为 40℃。

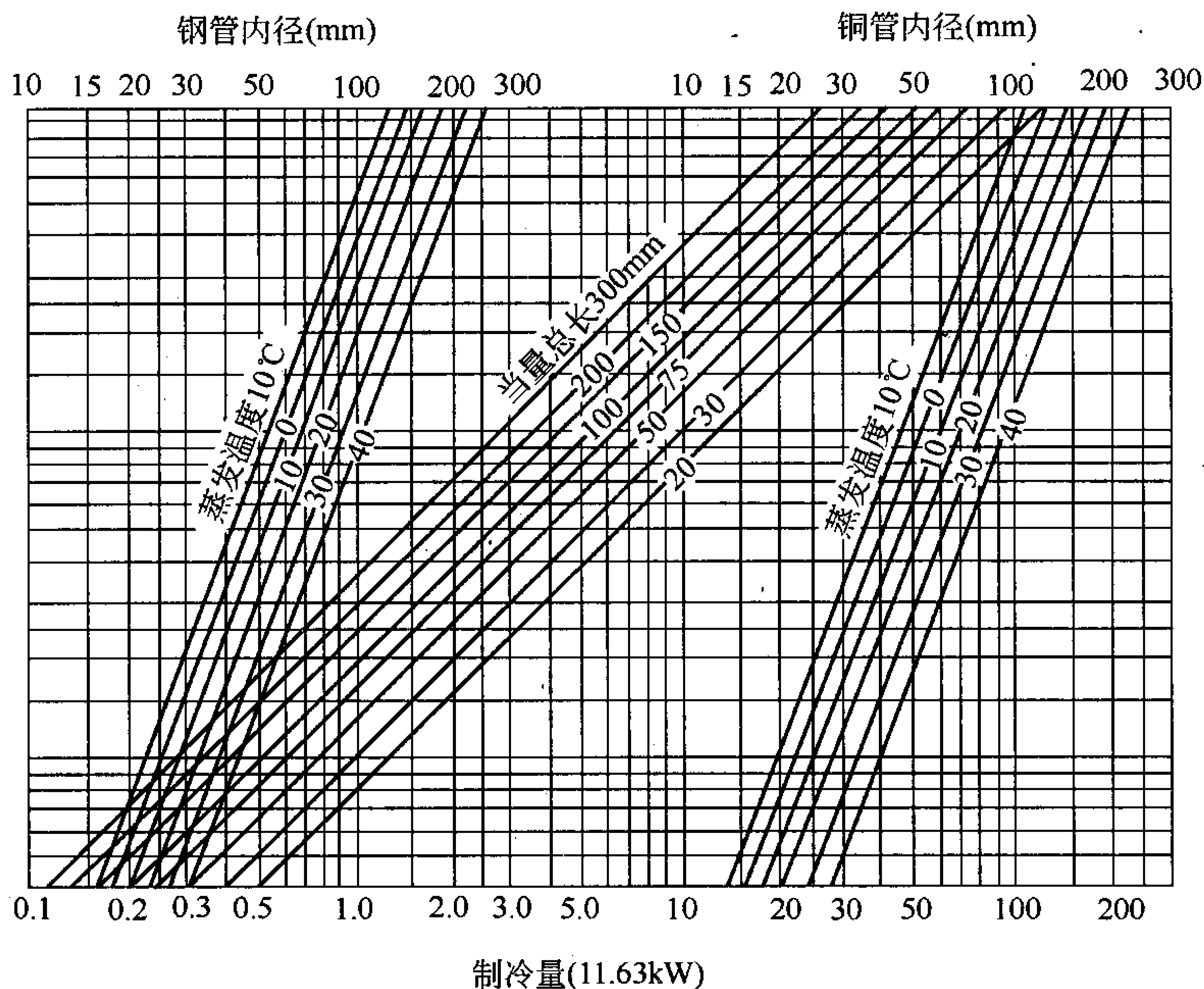


图 7-9　R22 回气管管径

注：饱和蒸发温度差为 1℃；膨胀阀前的液温为 40℃。

确定 R134a 和 R22 排气管最小内径的线算图分别见图 7-10 和图 7-11。这两图取用冷凝温度为 40℃，在冷凝温度为 35～45℃之间可以大致通用。蒸发温度的不同会影响到排气温度，两图中均以 5℃和－30℃两个蒸发温度为典型。

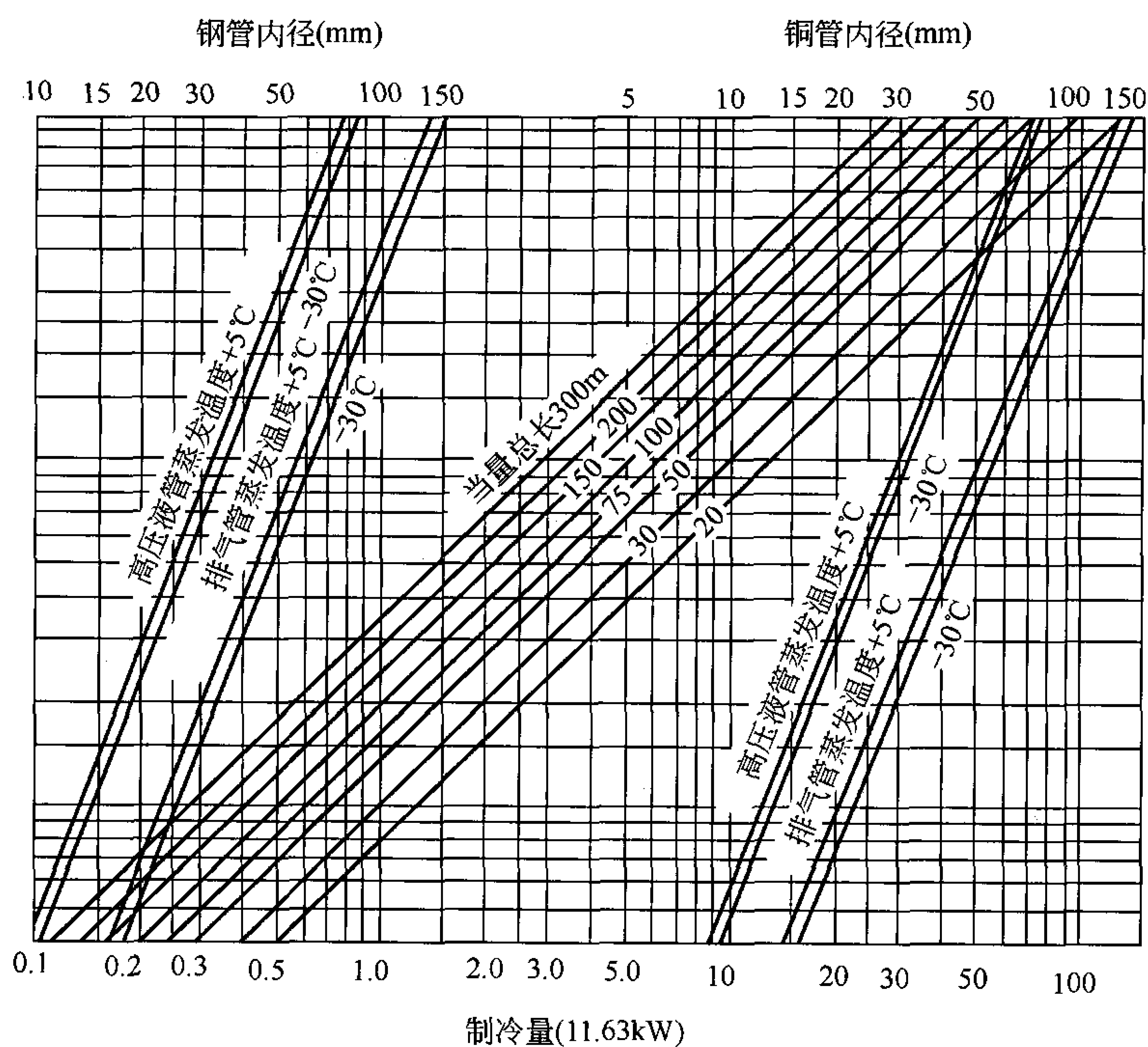


图 7-10 R134a 排气管与高压输液管管径

注：饱和蒸发温度差 0.5℃；膨胀阀前的液温 40℃。

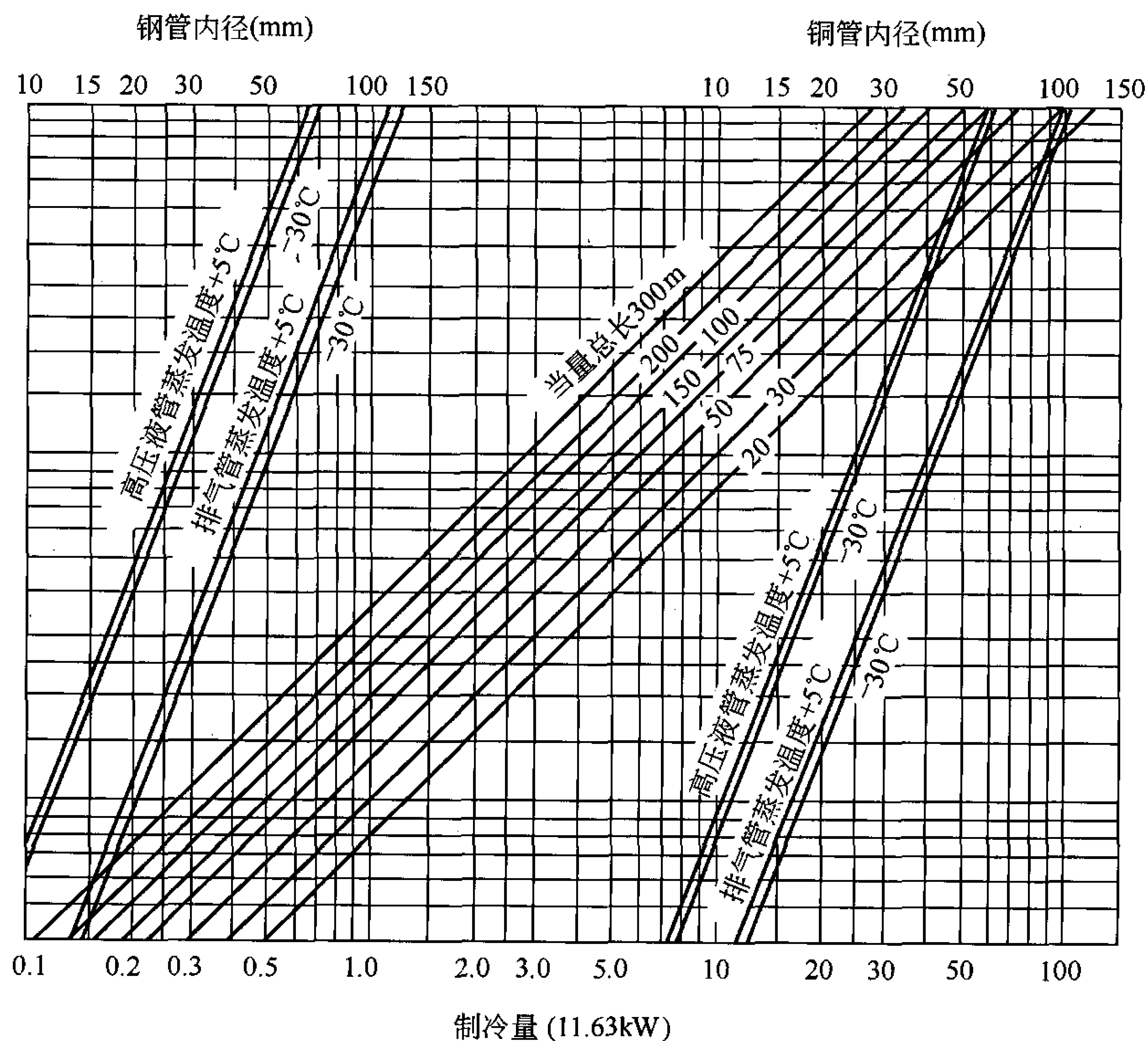


图 7-11 R22 排气管与高压输液管管径

注：饱和蒸发温度差为 0.5℃；膨胀阀前的液温为 40℃。

2. 氨压缩机

氨排气管和高压输液管压降和氟里昂管一样，以控制在相应于饱和冷凝温度差 0.5℃为宜。氨系统中由于氨的单位制冷量较大，其密度则较小，与氟里昂系统相比较，相同循环量所产生的流动压降较小，而相同制冷量所需的循环量又较小。因此，氨回气管允许压降可小些，一般控制在相当于饱和蒸发温度差 0.5℃。在各种饱和温度下，相当于饱和温度差 0.5℃的氨压力降各对应值列于表 7-5。氨和油互不相溶，不存在带油问题，因此上升气管不需要考虑一定的流速。

相当于饱和温度差 0.5℃的氨压力降 **表 7-5**

饱和温度/℃	−40	−30	−20	−10	0	10	40
饱和温度差 0.5℃的压力降/kPa	1.96	2.94	3.92	5.88	7.85	10.79	21.58

氨管管径的线算图见图 7-12。图的左侧是单级压缩系统或两级压缩的高压级，右侧是两级压缩的低压级。

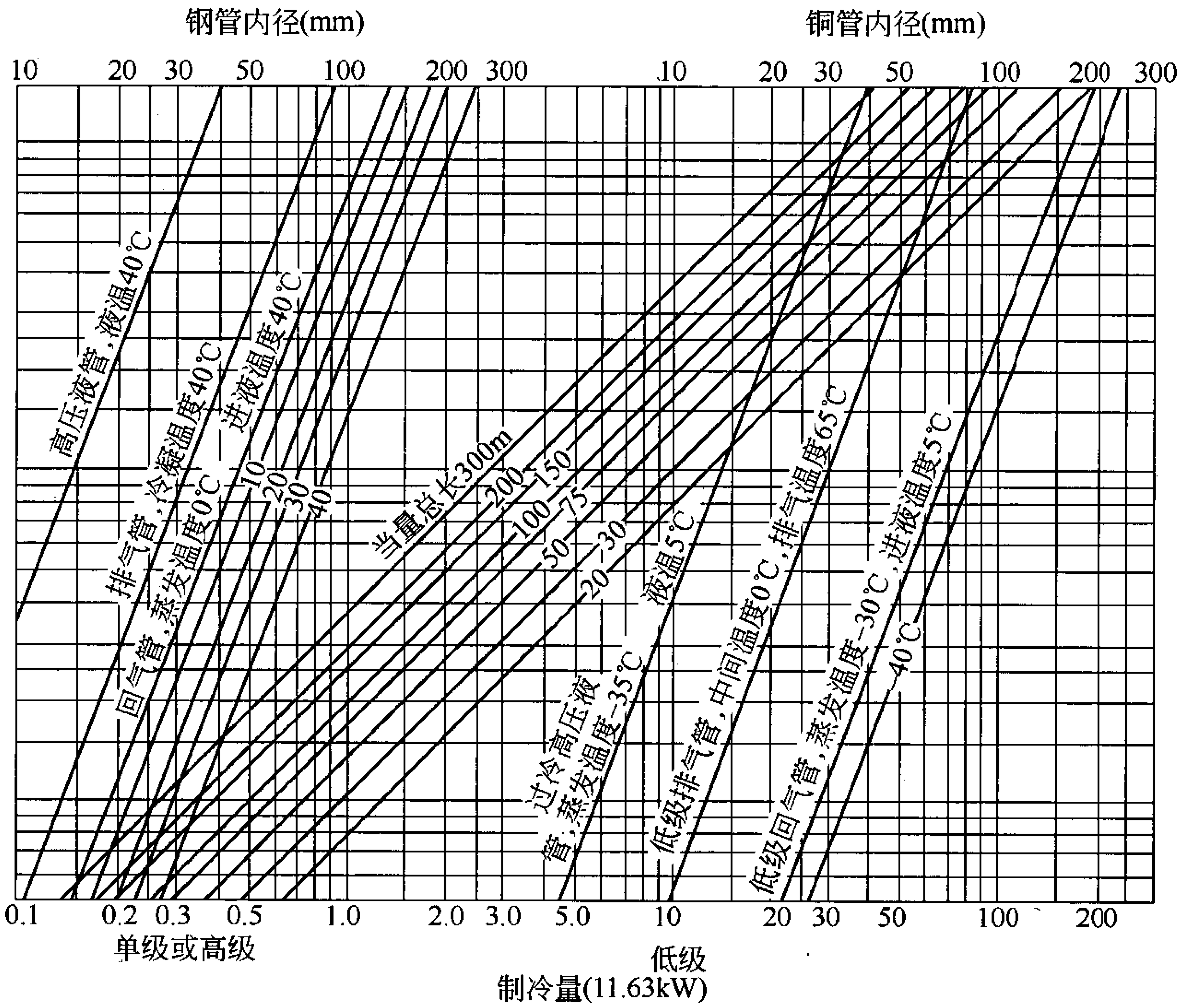


图 7-12 氨管的各种管径

注：回气管：饱和蒸发温度差 0.5℃；排气管与高压输液管：饱和冷凝温度差 0.5℃。

三、管路设计

制冷管路系统的设计是指管网的布置、管路的走向与坡向的确定、管件的配备等。管路系统设计的正确与否对制冷系统能否正常运行有重大的影响。设计的总原则是应保证制冷系统能达到预期的效果；当系统内具有两个以上蒸发器时，每个蒸发器均能均匀供液；各管路的压力降不超过允许值；压缩机运行时不会发生液击；润滑油的循环正常，不致发

生压缩机的失油现象；防止管路产生噪声和振动。

不同的工作介质，其物性不同，相应的管路设计原则及解决方法也不一样。

1. 氟里昂管路

氟里昂制冷剂的主要特点是润滑油能与之互相溶解，R22 是有限溶解。而压缩机的排气温度较低，气缸壁面上的润滑油，在压缩过程中不会碳化，而有可能随氟里昂气体进入冷凝器、蒸发器等一系列设备和管路中。由于未碳化的润滑油是可以重复使用的，因此，如何使蒸发器内不会因积油过多而使压缩机失油，就成为氟里昂管路系统设计的主要特点，设计时应特别注意解决这个问题。

(1) 回气管。回气管的设计原则应是保证管路压力降不超过允许值；保证润滑油能随同氟里昂蒸气回到压缩机曲轴箱中，在蒸发器负荷减少或压缩机停车时，能防止流入压缩机的液态制冷剂和润滑油产生液击。上述各要求应能适应可能遇到的负荷变化情况。

根据上述原则，在回气管的布置、走向、坡向等设计中应采用如下措施：

1) 在回气管路上设置上升立管，并且上升立管的高度应超过蒸发器顶部，有一个朝压缩机吸入口方向的大于或等于 1%的向下坡度(如图 7-13 所示)。这样既可防止液击，又可保证回油。在上升立管中保证回油的关键是维持其中气流具有的一定速度。为此，在选定回气管径以后，应检查一下上升管能否维持一定的回油速度。必要时可将上升立管的管径改小，而将其他管段的管径适当放大。这样，既保证了回油，又能控制整个回气管路压降不超过允许值。用以确定能满足回油速度要求的上升管管径的线算图示于图 7-14 和图 7-15。

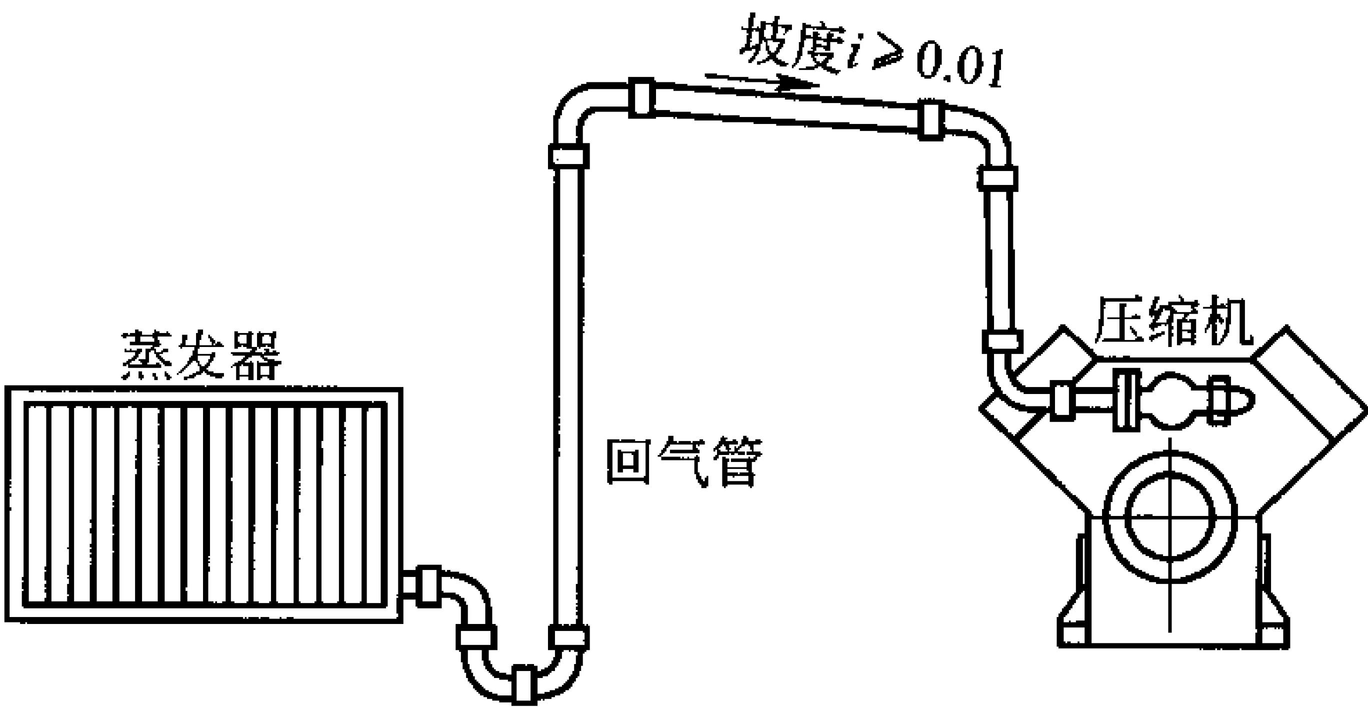


图 7-13　回气管的布置

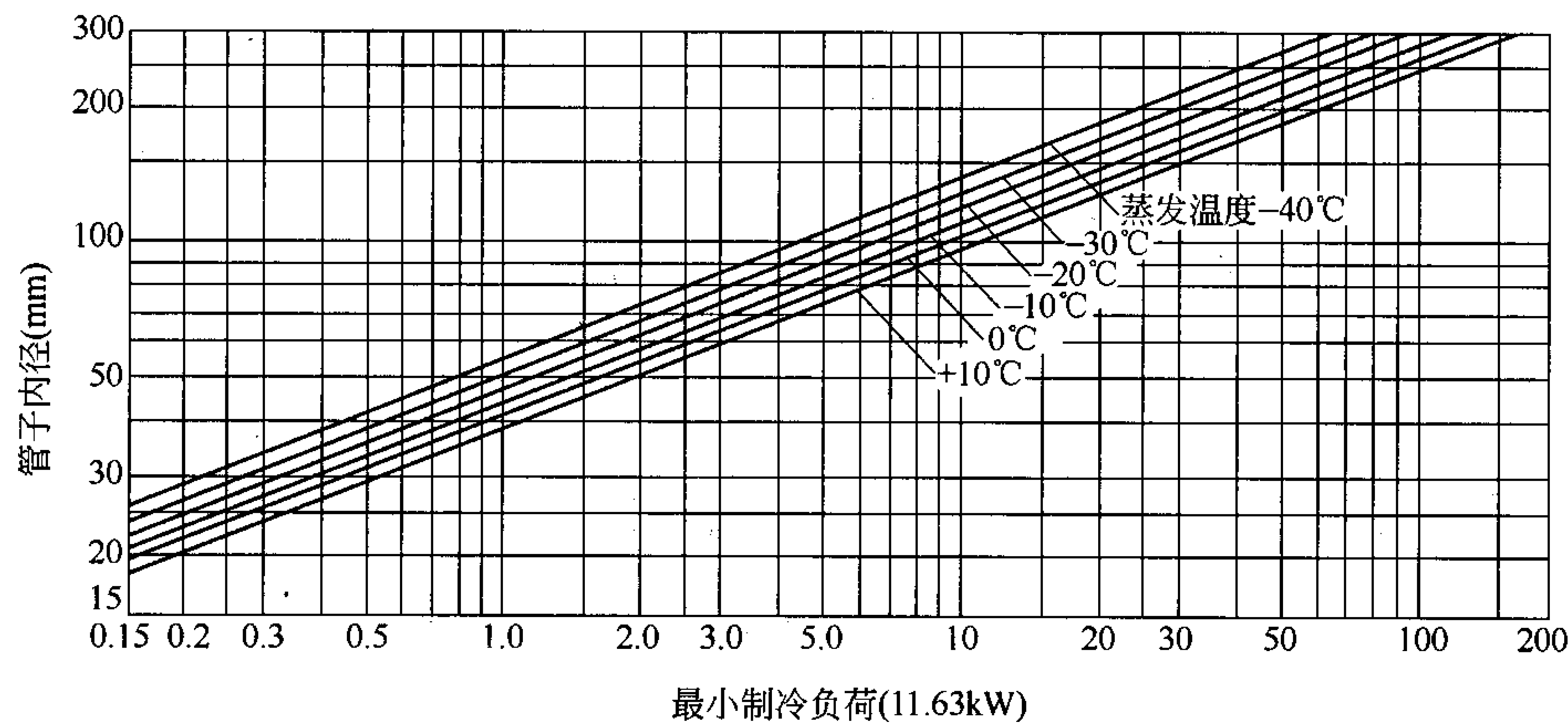


图 7-14　R134a 回气上升管管径

注：膨胀阀前的液温为 40℃。

由于上升立管的管径，取决于上升立管带油需要的最低流速，而流速是与制冷剂流量有关的，制冷剂流量又是制冷系统制冷量的函数。因此，可以直接将回气管的上升立管的管径与蒸发器的制冷负荷联系起来。根据蒸发器的最小负荷和蒸发温度可在图中求得最大的管内径。

氟里昂上升立管的最低回油速度可根据管内径和蒸发温度查图 7-16。

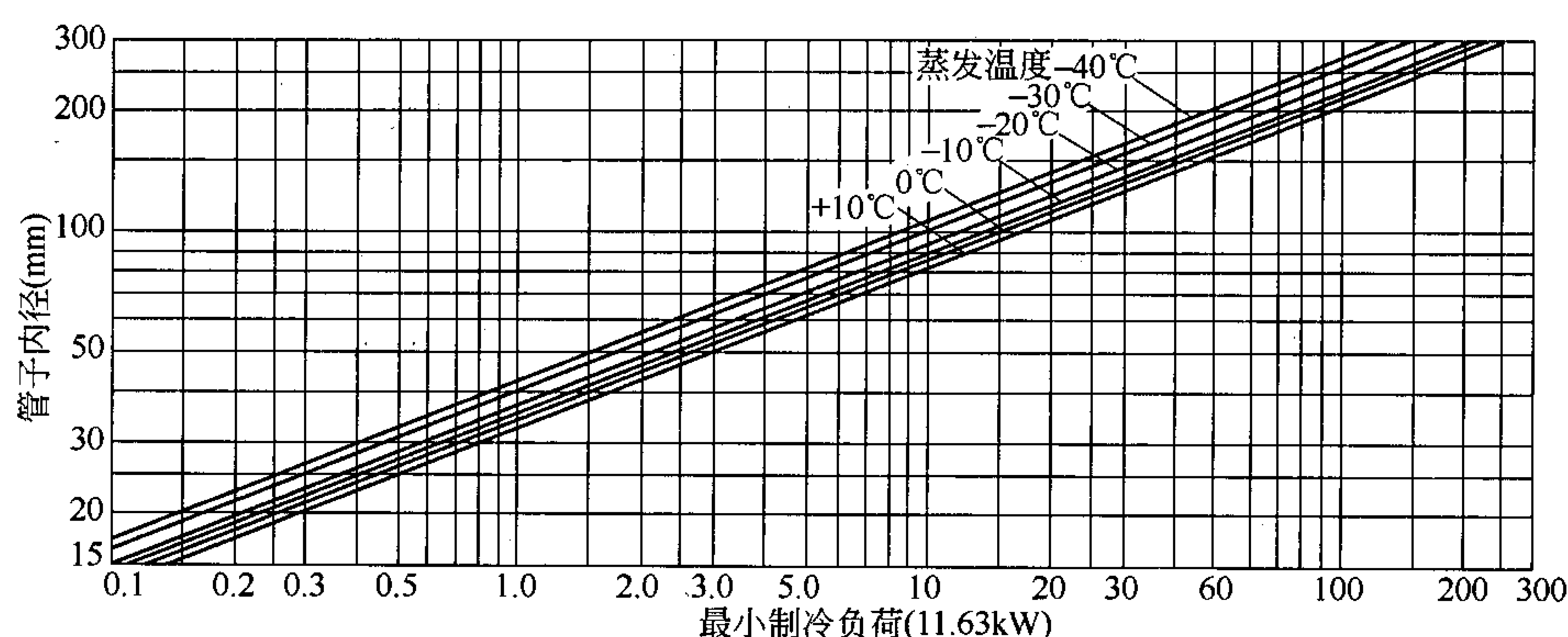


图 7-15　R22 回气上升管管径

注：膨胀阀前的液温为 40℃。

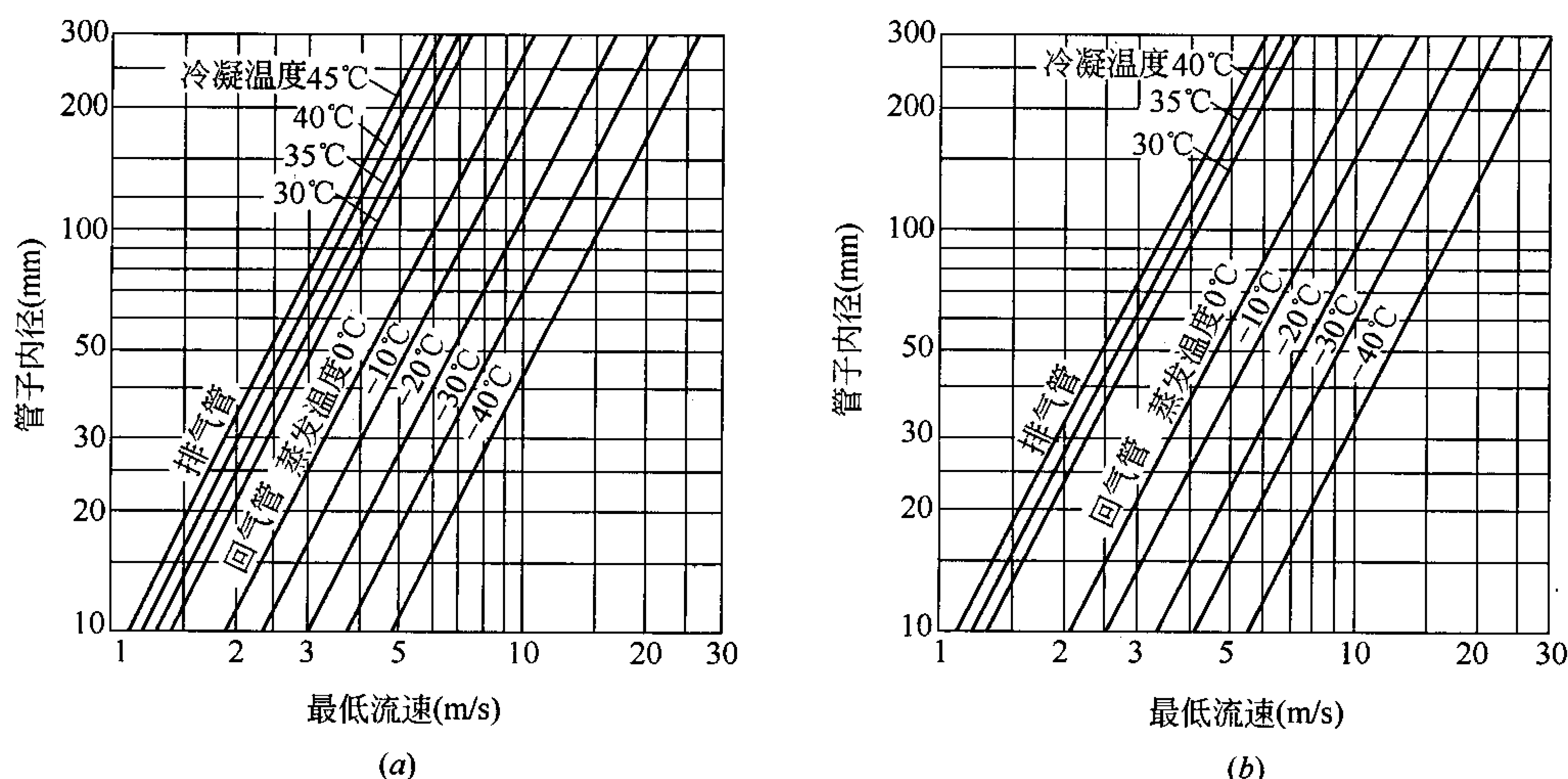


图 7-16　氟里昂上升回气管与排气管的最低带油速度

(a)R134a；(b)R22

2）对于有能量调节装置的制冷系统，采用双回气管布置(见图 7-17)，对于这种制冷系统，一般是根据全负荷工况，按上述方法确定上升回气管的管径。当负荷减小时，管内的流速无疑将降低，以致影响带油能力。为了补救这一缺点，可如图 7-17 所示，用两根垂直管代替，单管粗管 B 的底部用一只弯头与细管 A 相连。当负荷减小，气流速度降到不能带动润滑油时，油即积存于弯头内。当积到一定量时，粗管 B 被液封，气流只能单独沿细管 A 流动，从而保证一定的管内流速，以保证回油。负荷复原后，粗管两端的压差增大，弯头内的积油被带走，粗管重新工作。垂直上升管的上端与水平管连接处的弯头是为了避免在单管工作时有油进入不工作的管内而设置的。

3）对于多台蒸发器系统的回气管布置，应考虑到各个蒸发器负荷不同或者安装位置高度不同等可能出现的情况。应避免正在工作的蒸发器回气管中带出的润滑油流入到未工作的蒸发器中去。蒸发器与制冷压缩机布置在同一个水平位置时，多台蒸发器间回气管的布置见图 7-18。这样布置可保证蒸发器出口的水平管段上无液体积存，有利于膨胀阀感温包的正常工作。当蒸发器布置在制冷压缩机之上时，通常应在蒸发器的上部设计成一个

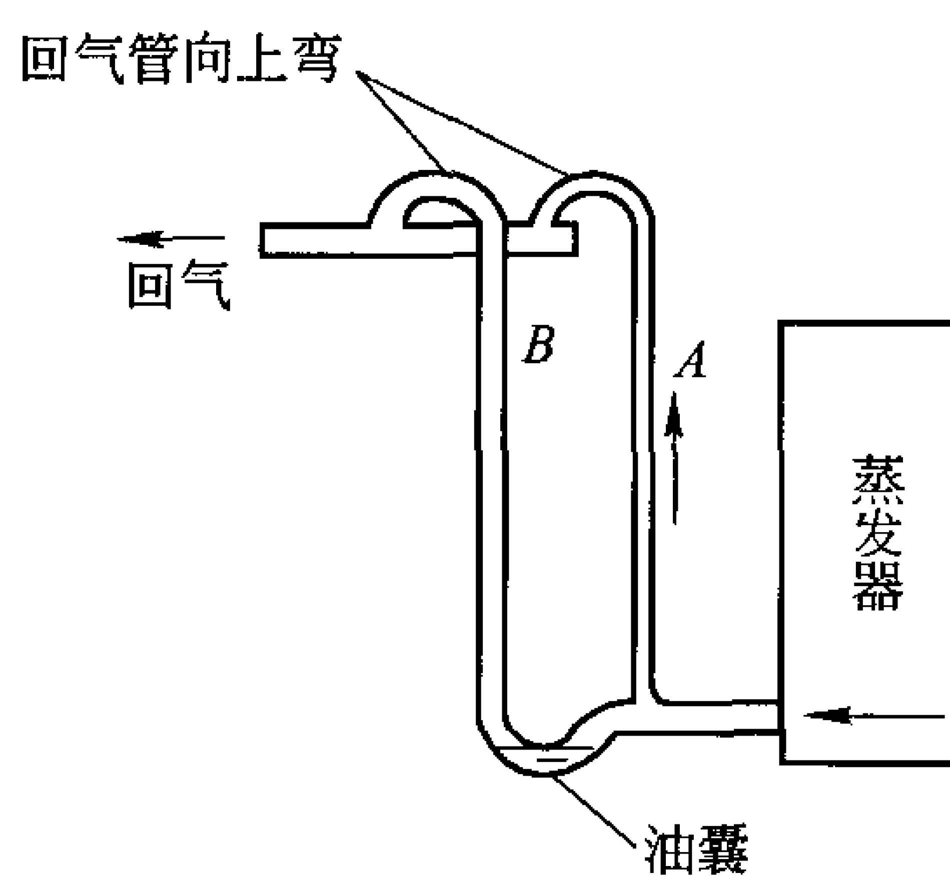


图 7-17　双上升回气管

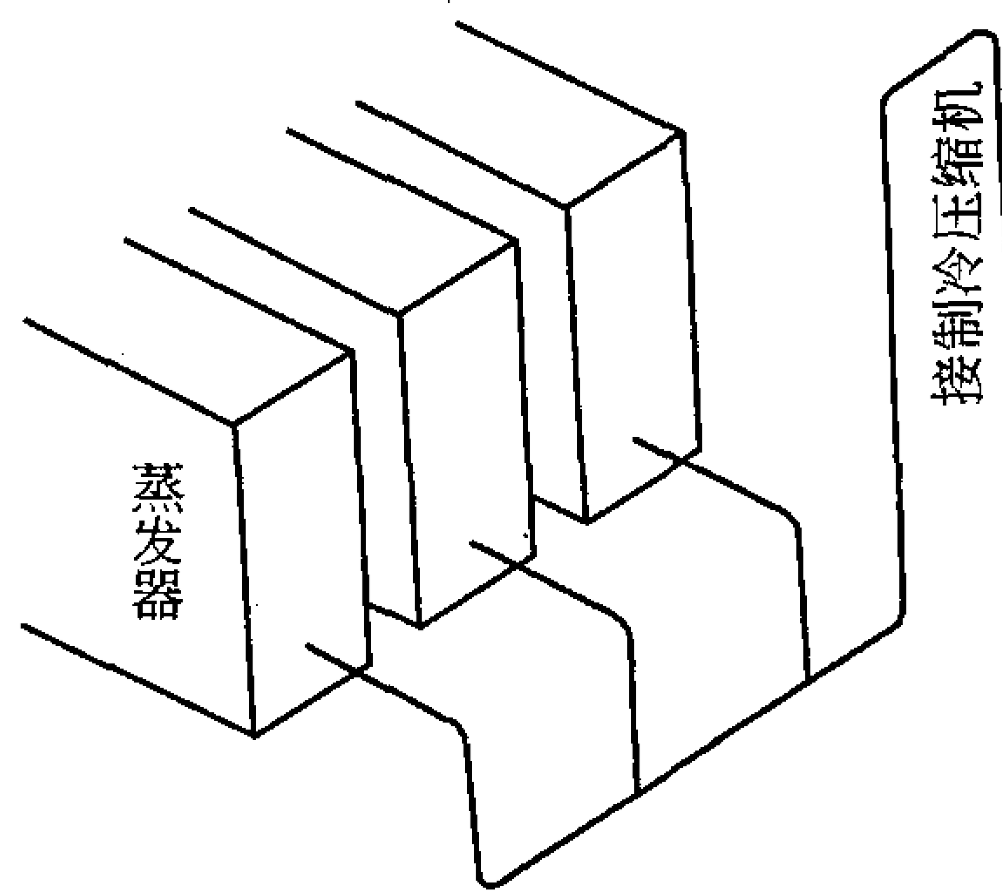


图 7-18　相同标高的多台蒸发器回气管布置示意图

倒“U”型弯，用以防止制冷压缩机停车时，流体流入压缩机而引起压缩机再启动时的液击，其回气管连接方式见图 7-19。当蒸发器布置在制冷压缩机之下时，回气管的布置见图 7-20，这种布置主要是保证最小负荷时的回油问题。

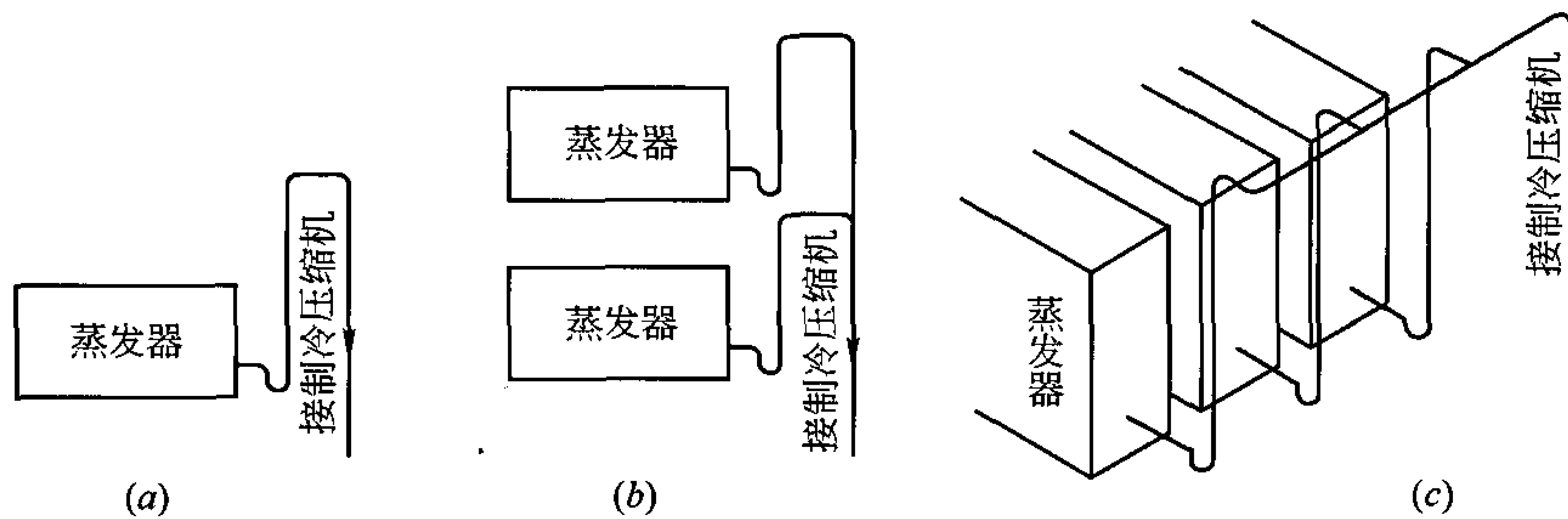


图 7-19　蒸发器布置在压缩机之上时，多台或单台蒸发器回气管布置示意图
(*a*)单台蒸发器；(*b*)两台蒸发器；(*c*)多台蒸发器

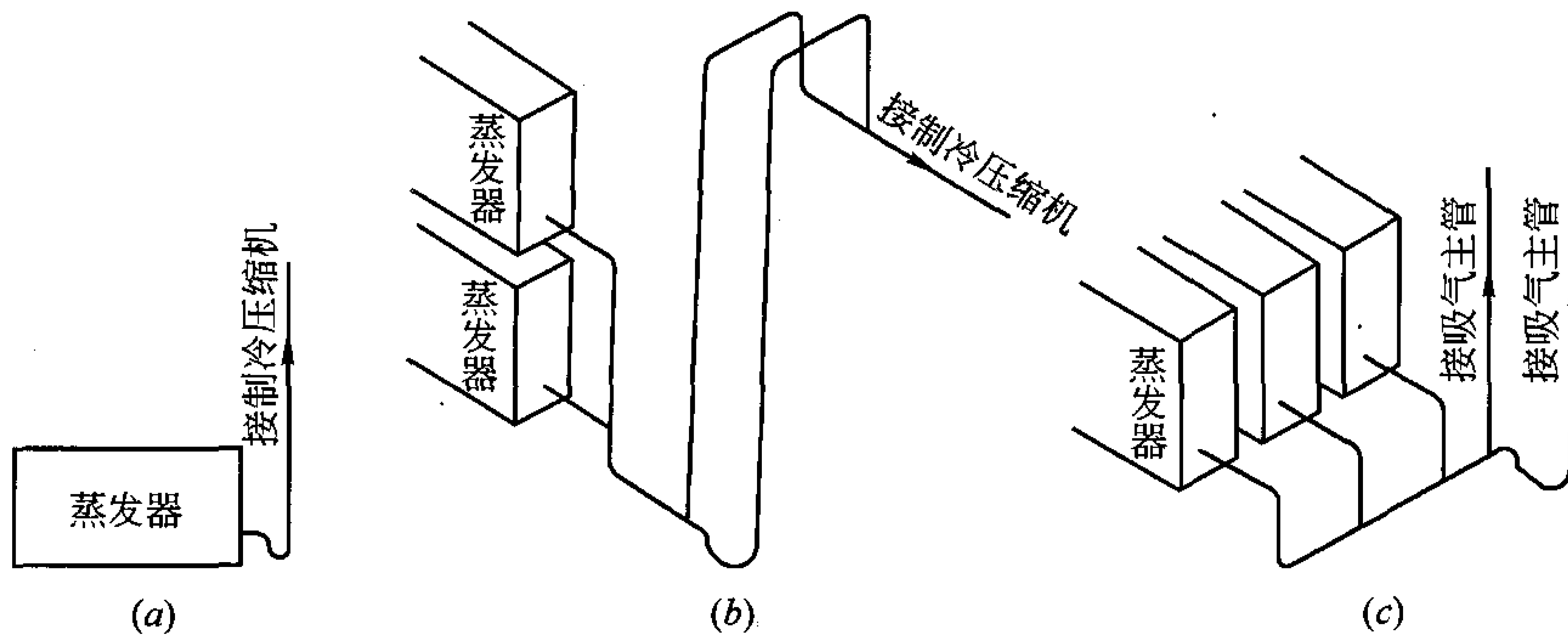


图 7-20　蒸发器布置在压缩机之下时，单台或多台蒸发器回气管布置示意图

为了保证回油又防止液击，对回气管与压缩机的连接还要注意：在系统中只有单台压缩机时，其回气管道入口处不能装设“U”型集油弯管，因为有了集油弯管，停机再启动时，会有大量的油进入制冷压缩机，可能产生液击现象，其接管示意图见图 7-21。

在系统中采用两台制冷压缩机并联时，其回气管连接方法有两种：一种是对称布置，接近使各台制冷压缩机回气管的阻力相等；一种是在直联接管处，设置一“U”型集油弯，用以防止当一台制冷压缩机停车时，另一台制冷压缩机的油流进该机的回气管入口处。此外，曲轴箱的油面上部与油面下部均匀装设平衡管(均压管与均油管)，且平衡管上应装设阀门。这两种连接方式见图 7-22。在系统中采用 3 台或多台压缩机并联时，如图

7-23所示，应设置一个集管，且须使吸入气体能顺利地流入集管里。设计集管时，尽可能将尺寸做短些，同时各回气支管应插到集管的底部。每个支管端部设计成45°斜口，以便润滑油能够有效地流经回气管道，均匀地返回各台压缩机。

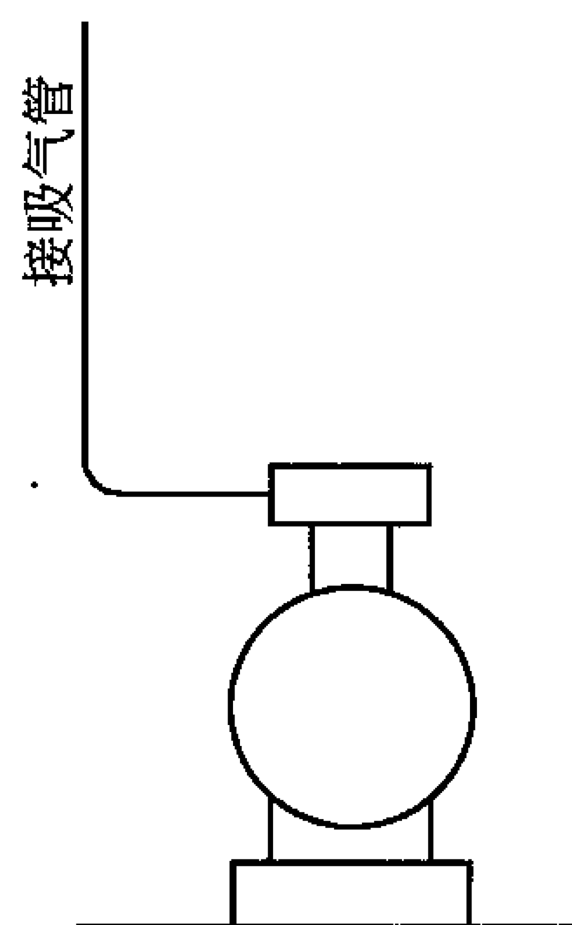


图 7-21　单台压缩机回气管道连接示意图

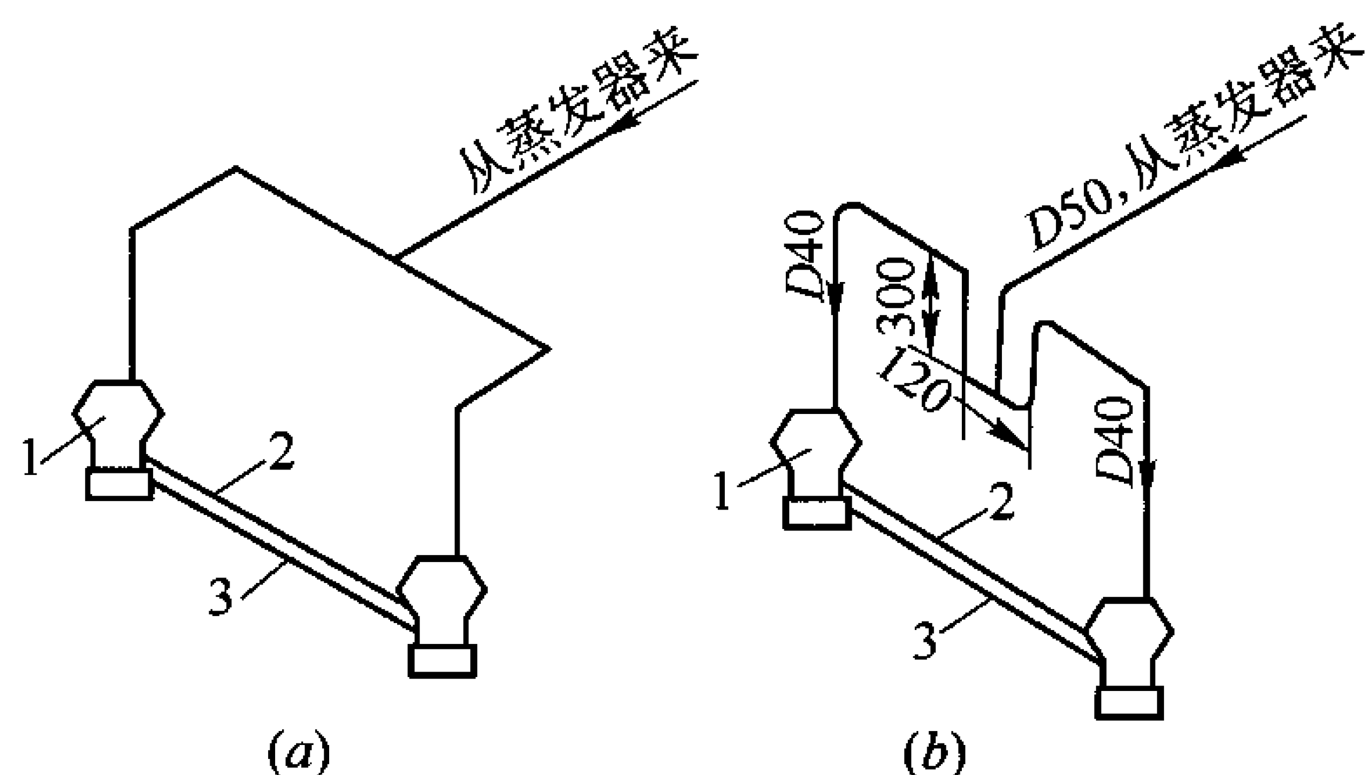
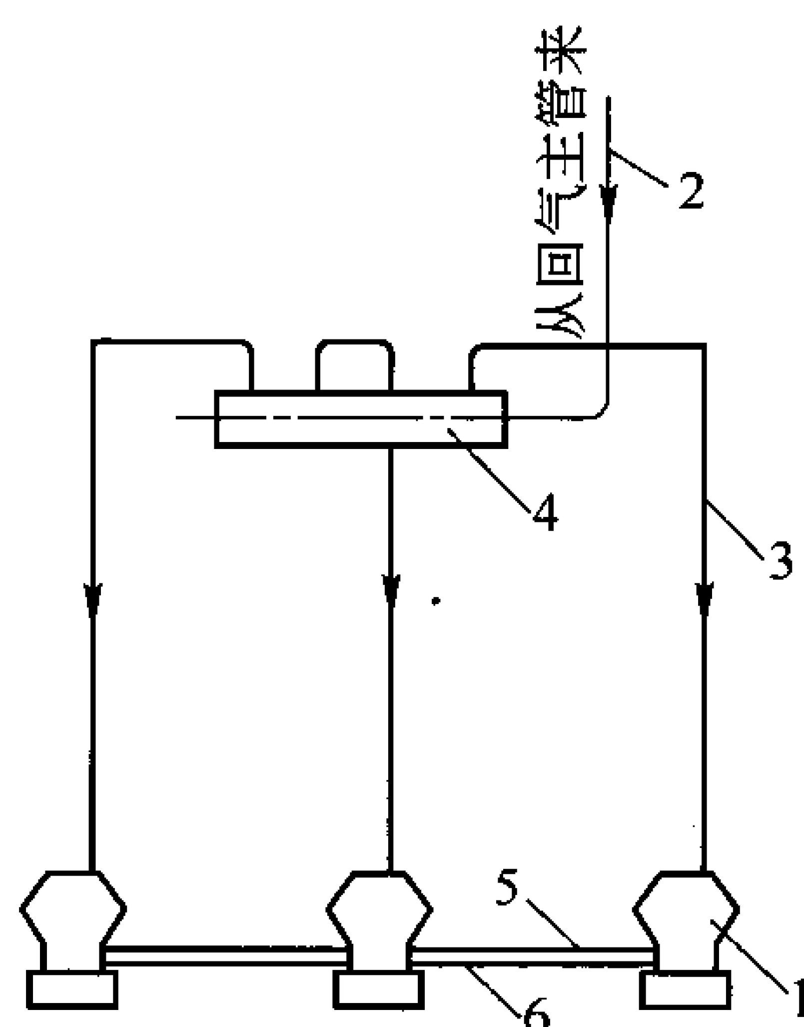


图 7-22　两台压缩机并联时回气管路连接示意图
1—制冷压缩机；2—均压管；3—均油管



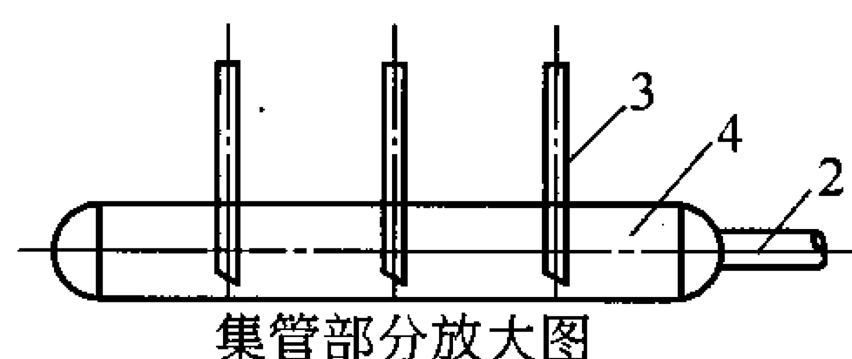


图 7-23　多台制冷压缩机并联时回气管路连接示意图
1—制冷压缩机；2—回气总管；3—回气支管；4—集管；5—均压管；6—均油管

(2) 排气管。设计原则跟回气管相同，即设计时必须顾及控制压降，保证带油，防止液击及防止产生噪声和振动。相应措施根据设计原则，在排气管的布置、走向、坡向及管径选择问题采取如下相应措施：

1) 为控制排气管的压降，可按上一节所述有关方法选择管径。

2) 为保证带油，应当注意在系统低负荷运行时，使所选择的排气管管径能确保其中的气流速度将润滑油均匀地由上升管带出。对于不装油分离器的或在油分离器前的上升排气管，可根据冷凝温度从图 7-16 检查所选择的管径是否保证最低带油速度。对于安装有油分离器的排气管可不考虑上升管中的流速，由油分离器把油送回压缩机曲轴箱。

对于有能量调节的制冷压缩机，在设计上升排气管时，应考虑它在制冷系统低负荷运行时，能将润滑油从上升管带出的问题。解决这个问题，可用下述两种方法：第一种方法是将排气管设计成双上升排气管(如图 7-24 所示)。其作用与双上升回气管相同。第二种方法是在上升排气管前面装设油分离器(见图 7-25)。对排气竖管管径的计算，仍须按满负

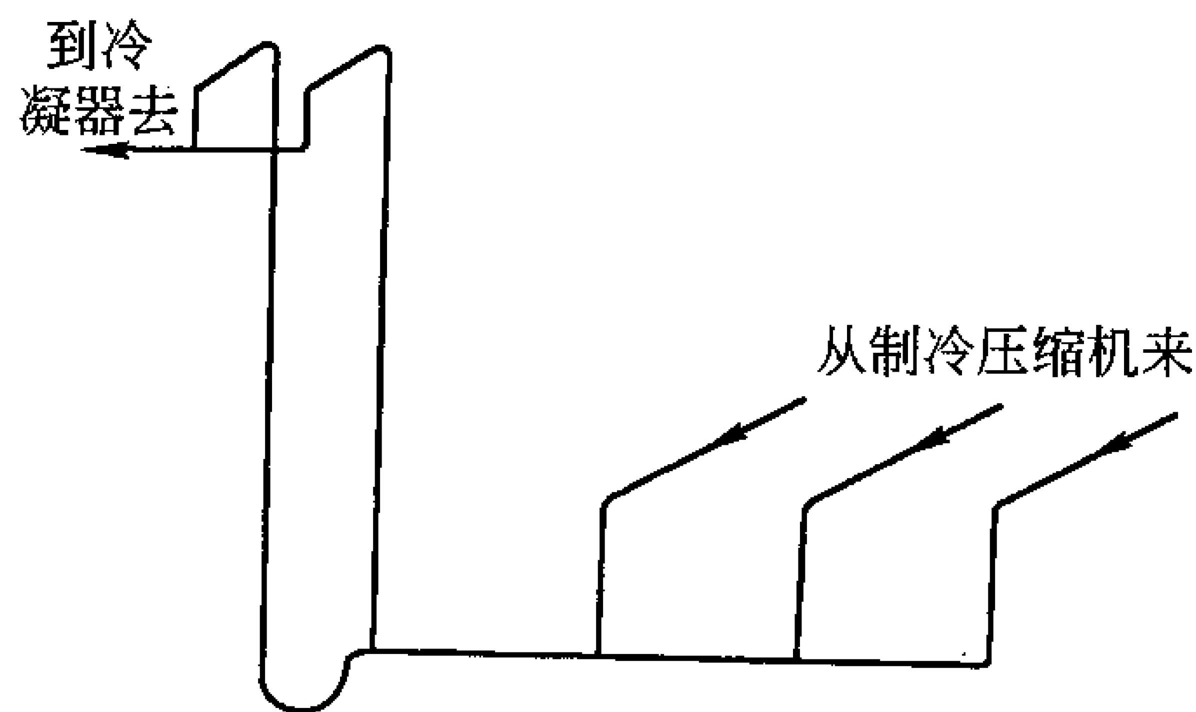


图 7-24　双排气管管路连接示意图

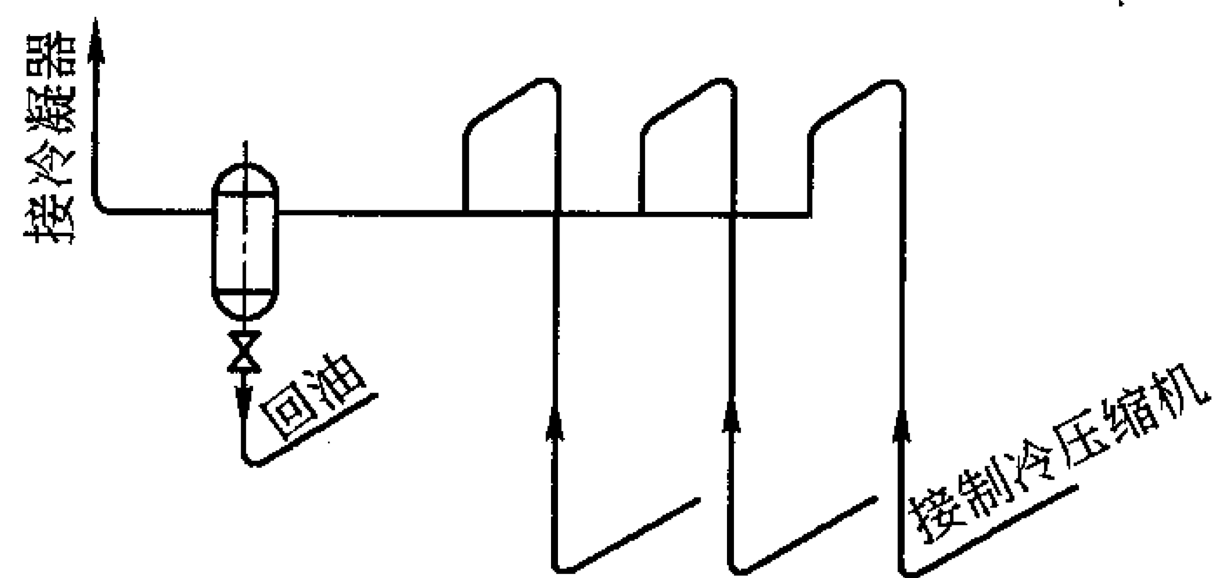


图 7-25　装设油分离器的上升排气竖管管路连接示意图

荷允许的压降进行。油分离器回收的润滑油应均匀地送回各台正在运行的制冷压缩机。这种接管方法必须结合前面的措施，对管路设计作统一处理。

当两台压缩机合用一台位置在它们下部的冷凝器时，从压缩机接出的排气管水平管段应做成坡向朝冷凝器的坡度，并在汇合处做成45°Y型三通管路连接。(见图 7-26)但要防止Y型接头处由于两台制冷压缩机排出气体时形成脉冲而发生振动；当只有一台压缩机运行时，要防止油流入另一台压缩机内。

当制冷压缩机和冷凝器都在两台以上，而制冷压缩机设在冷凝器上面时，其排气管路连接方法见图 7-27 所示。排气管路的直径应与压缩机排气管上的阀门口径相同。

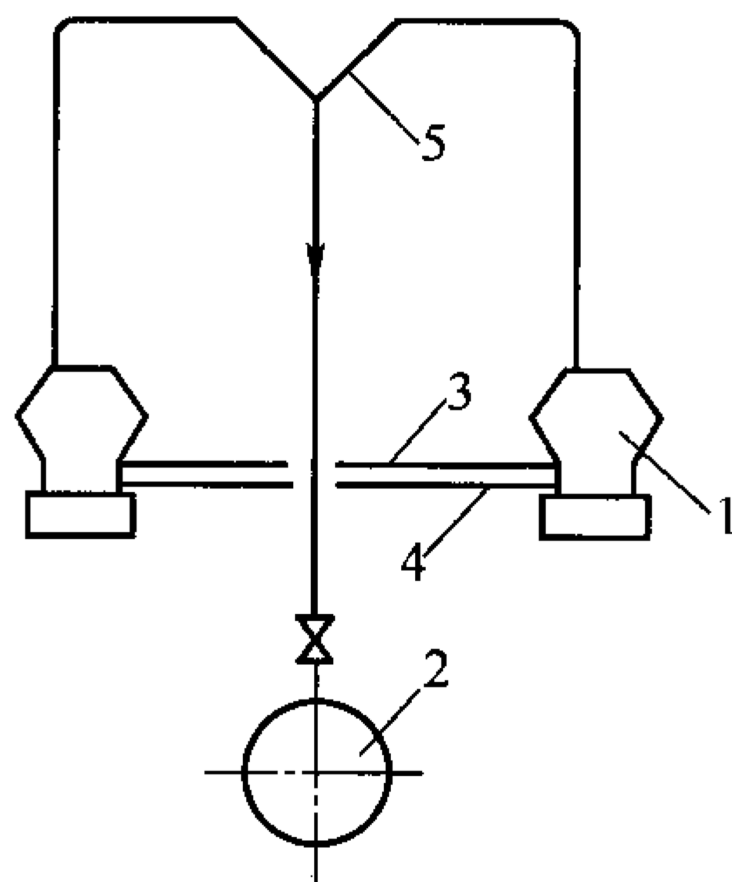


图 7-26　Y形管路连接示意图
1—制冷压缩机；2—冷凝器；3—均压管；4—均油管；5—Y形管

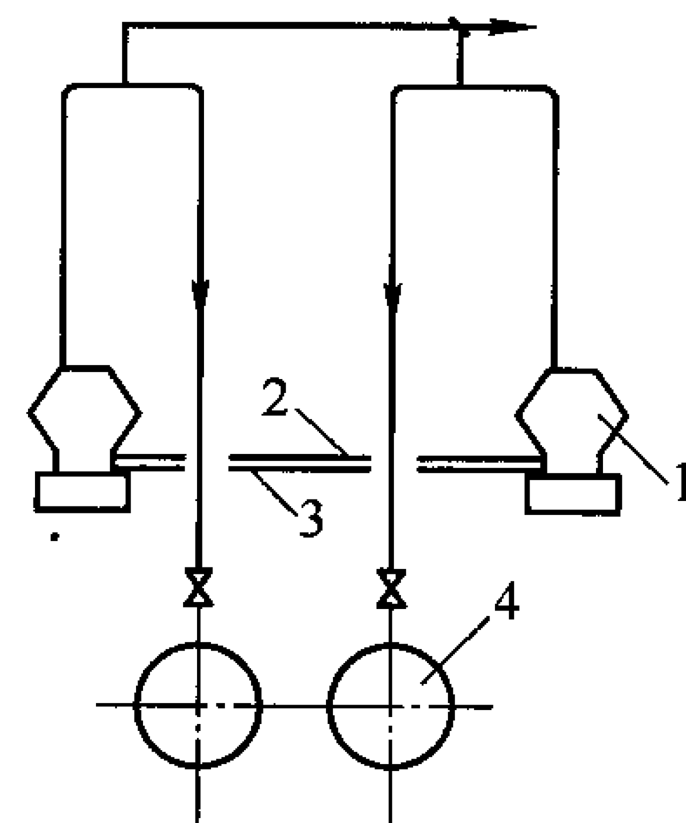


图 7-27　多台制冷压缩机设在冷凝器上部的管路连接示意图
1—制冷压缩机；2—均压管；3—均油管；4—冷凝管

3）为防止液体制冷剂从排气管返流回压缩机造成液击，对于有油分离器的排气管应将油分离器尽量靠近压缩机安装，任何上升立管都应在油分离器之后，而且从上升立管顶部到冷凝器的排气管有一大于或等于1%的坡度，坡向油分离器或冷凝器。对于未设油分离器的排气管，当压缩机与冷凝器位置在同一高度上时，从上升管顶部到冷凝器的水平排气管，应有一大于或等于1%的坡度坡向冷凝器(见图7-28所示)；当冷凝器位置高于压缩机，且冷凝器的环境温度高于压缩机的环境温度，排气管在离开压缩机后先向下弯至地面处，然后向上，形成一“U”型弯，并且在排气管中设置单向阀(如图 7-29 所示)。当制冷压缩机排气管的竖向

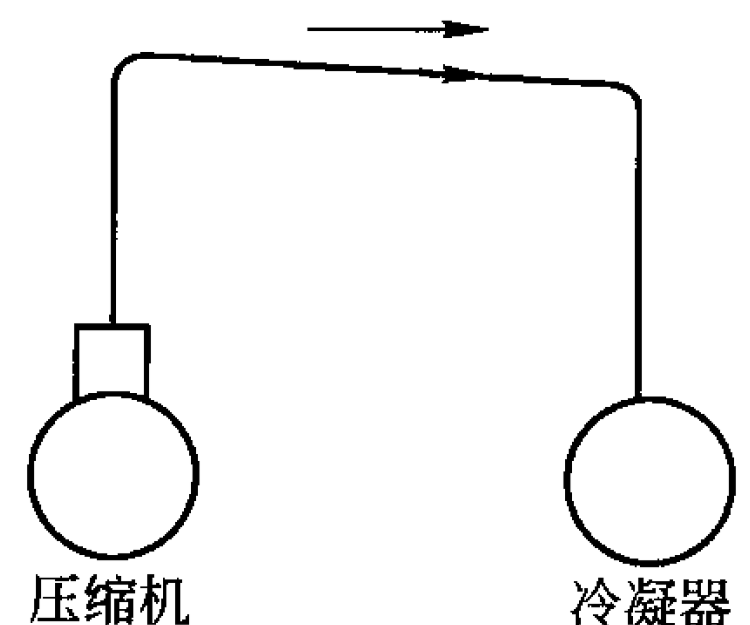


图 7-28　压缩机与冷凝器在同一高度，未设分油器的排气管布置示意图

长度超过 8m 时，应根据其排气管的竖向长度，在靠近压缩机的管段上设一集液弯管，然后再每隔 8m 设一集液弯管(如图 7-30 所示)。除上述情况外，排气管的水平管段不应出现呈下凹形状的“液囊“弯管。

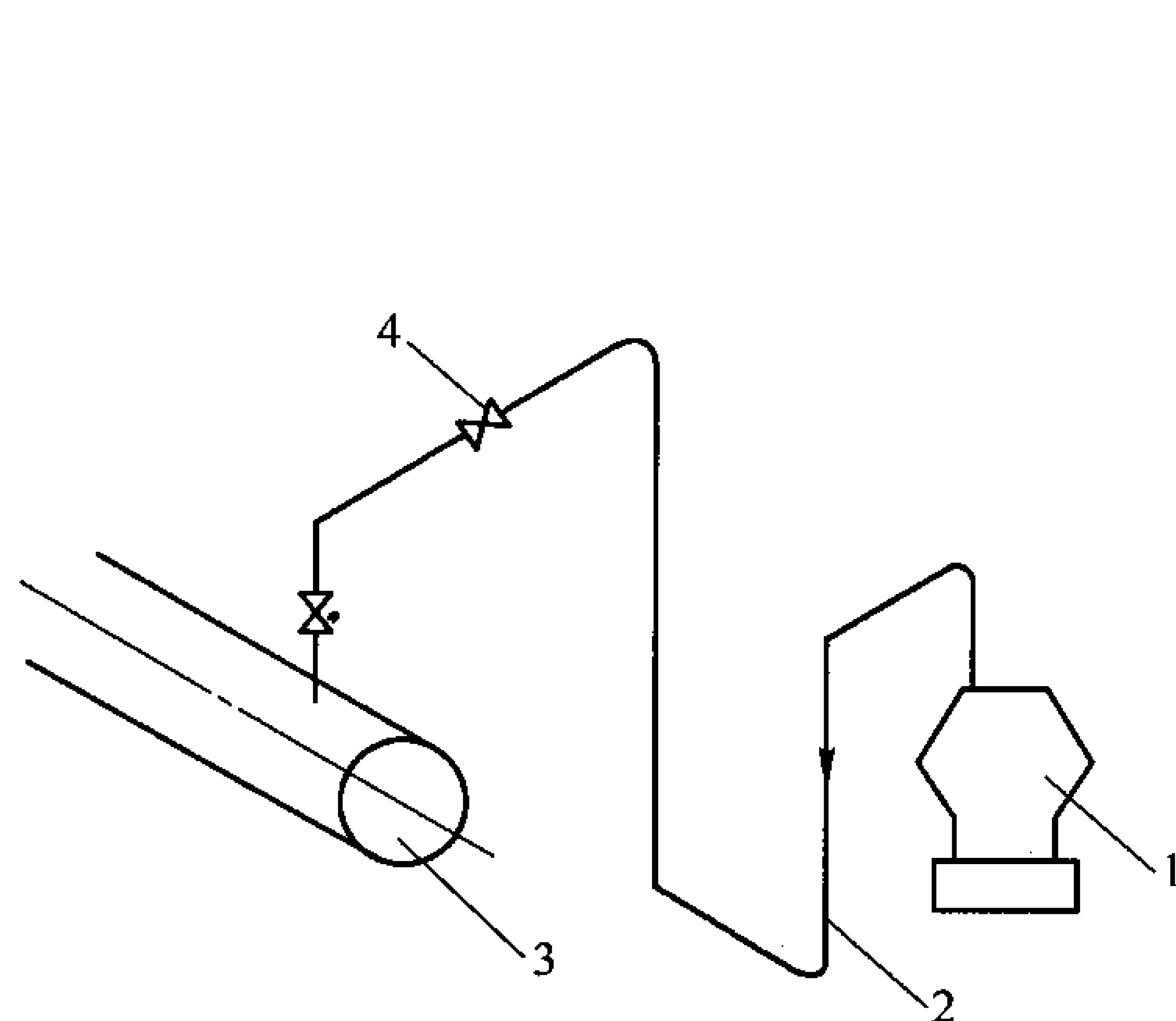


图 7-29 排气管路 U 形弯路管路连接示意图

1—制冷压缩机；2—排气管道及 U 形弯；3—冷凝器；4—单向阀

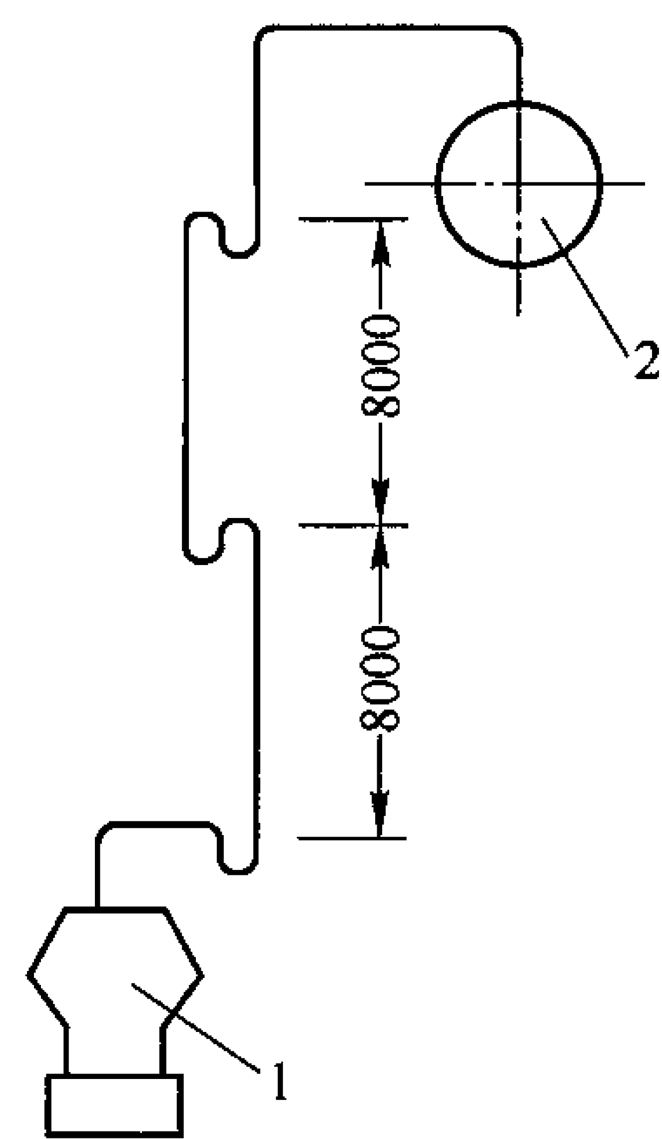


图 7-30 长排气竖管管路连接示意图

1—制冷压缩机；2—冷凝器

4）放空气和不凝性气体的管路应安装在排气管的最高点。

2. 氨管路

由氨的物理化学性质所决定，氨管路系统的设计与氟里昂管路系统设计有所不同。其主要特点是，必须首先确保制冷系统的安全运行和操作人员的人身安全。因为氨有毒性和有爆炸危险，在一旦发生事故时，系统各设备之间应能由阀门隔开，防止或减少氨的泄漏。系统还应能将氨紧急泄放到水中去；氨管路系统不需考虑带油速度的问题，却要考虑各主要设备的放油装置和管路。因为氨与润滑油难于相互溶解；系统中应设置油的回收处理装置，并且氨压缩机可以并联或串联运行。因为氨压缩机排气温度较高，润滑油容易结焦碳化，回收的润滑油通常不能直接送回压缩机，必须经过重新处理后才能送回各压缩机中去。其他设计原则与氟里昂系统相似，亦可参考有关制冷工程设计手册。

第八章　安装使用与保养维修

第一节　压 缩 机 的 安 装

工厂生产的制冷设备，根据产品的类型、能量的大小和结构形式的不同，分为整体式、组装式和散装式三种情况提供给用户。不同情况的制冷设备，其安装工作量的大小及安装技术的要求均不一致。

小型制冷设备绝大多数是装配成整体式的，如空调器、冷藏箱、组合冷库、冷饮机、制冷机、电冰箱等，这些设备几乎没有安装和接管问题，只需检查和开启阀门，并按技术要求供电、供水即可运行。

组装式制冷设备，一般是以压缩冷凝机组(包括压缩机、冷凝器、贮液器、油分离器、过滤器及机组架等)为一组；而蒸发系统(包括蒸发器及膨胀阀等)为另一组。用户安装时，按产品说明书的要求，将两组之间用管子连接起来，成为一个系统，然后再进行校验。

散装式制冷设备，其 4 大件和辅件是散装供给的。这就要求按照产品说明书，先将各部件安装固定，再将各部件间的管路连接好，然后校验。本章即以散装式制冷设备的安装为例，说明制冷机械安装有别于其他机械设备的特殊要求及安装的合理规程。

一、安装前的准备

(1) 按制冷装置布置及安装的原则，选择好制冷装置放置的地点。

(2) 配备必要的工种，人员的配备和安装步骤要做到有组织有计划地进行。

(3) 准备好全部设备及所需的各种技术资料，编制安装施工计划，并与电气安装及冷却水管系统的安装相配合，以保证及时供电、供水，缩短施工周期。

(4) 组织有关人员熟悉安装图纸，弄清机器设备的构造、性能及技术要求，明确安装工作任务，以利于安装工作顺利进行。

(5) 按照设计图形及产品出厂说明，检查设备和所带附件是否齐全，产品质量、规格型号是否符合设计要求。

(6) 按图纸的要求，审查设备基础的位置、尺寸和土建预埋件及孔洞是否符合设计要求。

(7) 准备好安装工具、起重设备和各种必要的物质材料。

二、压缩机的安装

1. 基础

压缩机基础的大小，取决于往复运动的惯性力和不平衡回转质量的离心力，以及机器

的设计、制造、安装质量等。如基础太小，忽视上述因素便可能造成机器运行时的不平稳和振动加剧。基础的大小一般应按机器出厂说明并采用标号较高的水泥、黄沙和石块配成的混凝土连续浇灌而成。基础螺栓孔可根据图纸预先留出，预留孔可用浸湿的木料按尺寸大小做成，放在预留位置，待基础浇灌 2～3 天后将其轻轻松动取出。地脚螺栓露出基础的高度，应以安放好压缩机后正好旋入螺母放置垫片为宜。当要求有消声和防振时应作特殊处理。

2. 机器安装

为了将压缩机放置在浇灌好的基础上，一般中小型压缩机采用整体吊装，若起重能力不足，可将电动机和主机分组吊装。吊装时应注意按规定位置起吊，防止损坏机器。

采用整体吊装时，首先把地脚螺栓装于公共底座上，然后将底座放于基础上，在每个地脚螺栓附近放置斜垫铁(离螺栓 20mm 左右，分上、中、下 3 块组合而成)。压缩机的水平和垂直度可通过调整垫铁，用水平仪进行校正。水平偏差每 m 应小于 0.1mm，而且要求基础与底座接触均匀。

水平校正后机器应牢靠地放置在垫铁上，然后将水泥砂浆浇灌于地脚螺栓孔中，待水泥砂浆干后，将基础外露部分抹光。2～3 天后重新校正机器的水平度、垂直度和联轴器的同心度。最后将垫铁焊死，紧固地脚螺栓。安装压缩机时还应注意电路、水路及阀门的连接，以免造成返工。

第二节 运 行

一、试运转

压缩机试运转是制冷系统调试前必需进行的程序，以确保在使用过程中压缩机做到安全启动、运转与停车，并在稳定工况正常运行。

1. 拆洗检查

压缩机安装或检修完毕后，必须进行拆检清洗。除轴封和曲轴外，其他部位均应拆检和清洗。新机器的曲轴箱、吸排气机构和过滤器中残留的砂粒、机加工毛刺、铁屑等物均应予以清洗，以免运转时进入气缸造成拉缸事故。

清洗工作必须认真细致，直至无杂物时才能按出厂说明注入一定标号的润滑油，进行试运转。

2. 添加润滑油

向压缩机注入润滑油，必须注意润滑油的牌号及加入的量。润滑油的牌号要与所用制冷剂的性质联系起来考虑。如果是补充加入润滑油，则应与系统内原有的润滑油牌号相同，不允许将不同牌号的润滑油相互混用，以防润滑油的黏度等性能指标发生变化。如果加入过多的润滑油，有可能产生压缩机液击、蒸发器传热恶化以及通过膨胀阀的制冷剂流量减少等不正常现象。

对于新装的制冷装置，由于各部件的壁面、管壁需要油膜，往往出现压缩机滑油量不足的现象，需要及时添加，这是正常的。

当氟里昂压缩机正常运转时，润滑油是不需要经常添加的。压缩机的润滑油虽被制冷

剂气体带出，但大部分仍由油分离器分离出后回到曲轴箱内，另一部分随制冷剂气体进入冷凝器和蒸发器后，只要蒸发器设计正确、管路安装合理，便可以随低压制冷剂气体回到压缩机。若是压缩机中润滑油消耗量很大，需要经常加油，则必定是系统存在问题，或是压缩机有故障，必须进行检查和排除。

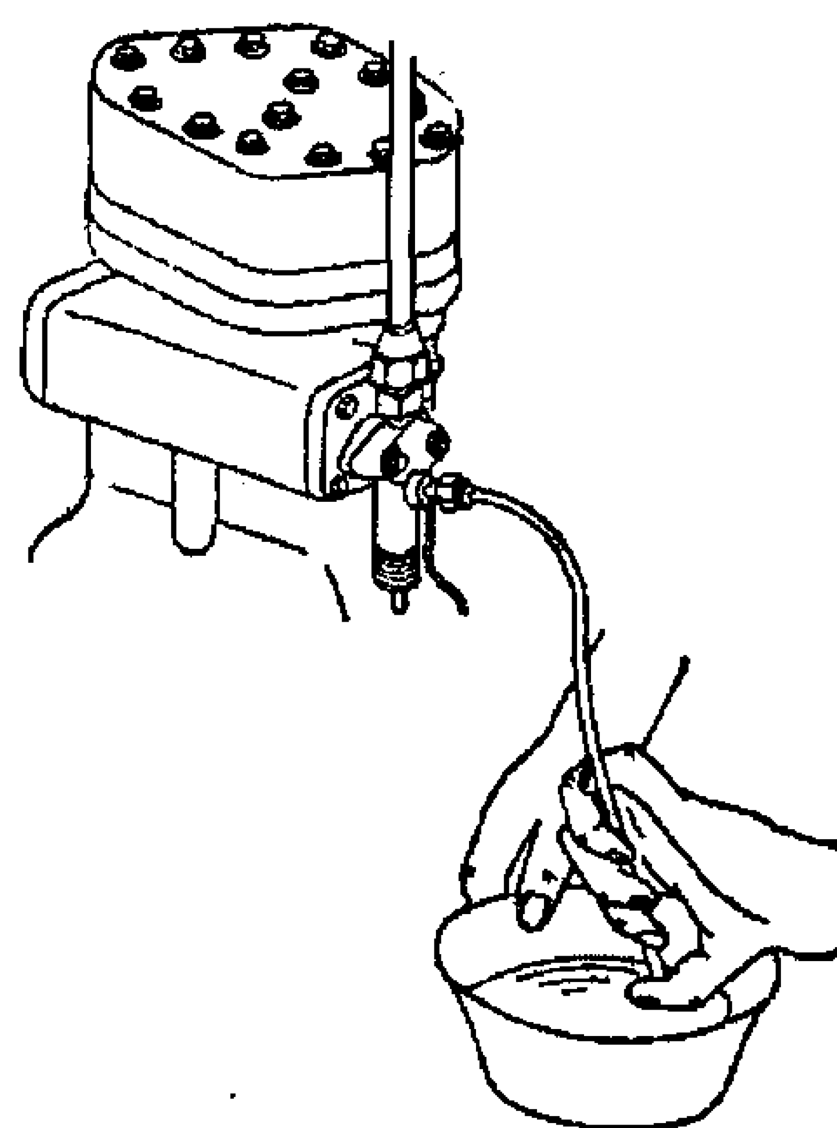


图 8-1　从吸气截止阀多用通道添加润滑剂油示意

添加润滑油的操作过程如下：

（1）停车时加油　添加少量的润滑油或小型压缩机添加润滑油时，可利用吸气截止阀的多用通道来添加，其方法（参见图 8-1）是：

1）关闭吸气截止阀多用通道，用接管的一端接多用通道，另一端接盛油容器。

2）稍稍开启多用通道，用制冷剂来吹净管内空气，随即把管口按住，防止漏气。

3）关闭吸气截止阀（即开启多用通道），启动压缩机，瞬时即停（低压控制器应强迫常闭合），以免奔油。这样反复 2～3 次，然后运转几分钟，把曲轴箱抽成真空，最后停机。

4）把按住的吸油口放松，油便从盛油容器吸入曲轴箱了。

5）如果润滑油尚未加至要求的油位，油已无法吸入，这时再次按住吸油管口，并启动压缩机，把曲轴箱抽成真空后，让它继续吸油，直至油位达到视油镜的 1/2～1/3 时，停止抽吸。

6）关闭吸气截止阀多用通道，拆除吸油接管。

（2）在运转中加油　装有放油三通阀的压缩机可实现不停机加油。其方法如下：

1）把放油三通阀置于运转位置（阀芯应退足），旋下外通道螺塞，接上加油管，油管通至盛油容器，盛油器的油面应高于曲轴箱的油面。

2）关小吸气截止阀，使曲轴箱压力（即低压值）略高于 0kPa。

3）将放油三通阀芯向前（右）旋转少许，置于放油位置，让曲轴箱内的油流出，赶走管内的空气。然后迅速将阀芯向前（右）旋至极限位置，处于装油位置，盛油器内的油就被泵吸入。在加油过程中要严格防止空气渗入。

4）待油加至要求油位时，把放油三通阀转至运转位置。然后拆下油管，并把装置调整在正常运转工况。

3. 启动前的准备

（1）检查水、电和传动防护装置：操作人员应先清理现场，然后检查冷却水和载冷剂是否畅通，电力和动力传动装置及安全防护设备是否正常，各转动部件有无障碍物等。

（2）检查压缩机各部分的情况：检查润滑油油位是否正常（达油镜的 1/2～1/3），用手转动压缩机，检查压缩机有无过重现象，检查各压力表阀是否全部开启等。

（3）检查高低压系统的设备和管路中各阀的开闭状态是否正确：高压系统排气阀应打开，冷凝器、贮液器管路上的阀、安全阀前的截止阀、平衡阀等均应开启；低压系统的吸气阀和手动膨胀阀应关闭，系统中各旁通阀应关闭。

4. 启动步骤

(1) 先开冷却水泵，向冷凝器供水，如为间接冷却系统，还应开动载冷剂泵，使载冷剂在系统中循环。

(2) 对有手动卸载装置的压缩机，应将手柄放在容量最小的位置。

(3) 打开压缩机排气阀，接通电源，启动压缩机(启动后马上停车)，检查压缩机的转向是否与压缩机机壳上箭头方向一致。

(4) 启动压缩机，当压缩机达到全速后，缓慢开启吸气阀。如在开启吸气阀时出现液击或气缸结霜现象，应立即把吸气阀关小，待上述现象消失后再逐渐开足吸气阀。

(5) 正常运行后，根据蒸发器负荷来调节膨胀阀。调整过程中，膨胀阀开启度的变化不宜一下子过大；如果开启度过小，蒸发器进液量太少，排气温度升高；开启度过大，易造成液击事故。

5. 试运转

(1) 空车试运转　空车试运转的目的在于检查压缩机润滑系统的供油情况是否良好(如油分配阀和卸载装置是否灵活准确)，各摩擦部分的温度、转动声音及油耗量的大小是否正常。同时，通过试运转还可以提高各摩擦部位配合的密封性并降低摩擦面的粗糙度。

1) 空车试运转的程序　首先检查地脚螺栓是否上紧，不允许有松动现象。拆除气缸盖，取出假盖弹簧及排气阀组。对带缸套的压缩机试运转应用扁铁做的卡具将气缸套压紧，避免空车运转时将缸套抛出来。用卡具压缸套时应注意不要碰坏密封线(阀线)，也不要影响顶杆的升降，压块应用软金属(如用铅板)制作。向每个气缸顶部加1～2mm厚的油层，用手扳动曲轴数圈，观察有无障碍并使油层均匀。启动前应从侧盖加油孔向曲轴箱加油，从轴封头上的堵塞孔向轴封加油。扳动时如曲轴转动灵活，即可进行空车试运装。

开车时应做点开启动，以便观察运转情况。运转时要飞轮转动灵活、油压正常并无异常现象。点开运行时可间歇运转 5、10、15、30min 直至 2h。通常空车运行时如一切符合要求，可装上吸、排气阀组合件及气缸盖，调整好余隙的间隙，再进行带阀无负荷试车运转 2h。

2) 空车试运转应符合的要求：

① 电压表、电流表读数(指针)应稳定；

② 气缸体、主轴承外部、轴封等相对运动的摩擦部件温度不应高于室温 25～30℃；

③ 润滑油油压比压缩机吸气压力高 150～295kPa(没有能量调节的压缩机的油压比吸气压力高 50～150kPa)；油温一般不超过 60℃(许可条件是≤70℃)，但也不宜低于 5℃；

④ 轴封应无漏油现象；

⑤ 试车过程中各部位不应有杂音；

⑥ 皮带传动的机器，皮带应稍有蠕动现象，不易跳动、打滑和过度拉紧。

(2) 空气负荷试车　空气负荷试车及压缩机在压缩空气条件下运转，其目的在于检查压缩机在有载荷时的运转情况、工作性能和维修装配质量以及密封性是否良好。空气负荷试车应在空气试运行后进行，它也可采取间歇运转，但总的运转时数不得少于 4h，排气压力要求氟里昂压缩机保持在 295kPa，氨压缩机保持在 390kPa，并且应满足下列要求：

1) 吸、排气阀起落声音正常；

2）气缸套冷却水温度，当进口不超过35℃时，出口不能超过45℃；

3）氨压缩机和R22压缩机的排气温度不得超过150℃，R12压缩的排气温度不得超过130℃；

4）各填料函、轴封、法兰、接头和阀门等不应有泄漏现象；

5）调整卸载装置应准确可靠并有明显表示。

制冷压缩机空气负荷试车后，应清洗吸、排气阀、活塞、气缸、油过滤器等，并需检查润滑油是否清洁，必要时应更换润滑油。

无论是空车试运转还是空气负荷试车，制冷压缩机的吸气口均应装设浸过油的空气过滤网，防止空气中的灰尘进入气缸。

（3）负荷试运转　负荷试运转的目的在于检查机器在正常运转条件下的工作性能和维修装配质量是否符合规定。负荷试车应在空气负荷试车及制冷系统气密性试验、充灌制冷剂之后进行，试运转的时间不宜少于2h。

在试运转中还应注意以下一些问题：

1）压缩机的排气压力和排气温度不超过允许值；

2）润滑油的温度不超过和低于允许值；

3）检查油分离器的自动回油情况。正常情况下，浮球阀自动地周期性开启、关闭，若用手摸回油管，应该有时冷时热的感觉（当浮球阀开启时，油流回曲轴箱，回油就发热，否则就发冷）。若发现回油管长时间不发热，就表示回油管有堵塞或浮球阀卡死等故障，应及时排除；

4）听压缩机运转的声音。正常运转时，只有吸、排气阀发出清晰均匀的起落声，气缸、活塞、连杆和轴承等部分不应有敲击声，否则应停机检查，并及时排除故障；

5）检查整个系统的管路和阀门，是否存在泄漏处。

二、运行与调试

具有自动化系统的制冷装置，一般是自动起动、运转、调节与停车。但是当装置经过拆装修复或较长时间停车而要再行使用时，则需人工启动。

1. 启动前的准备工作

（1）压缩机内的润滑油达到所要求的油位，油面线在视油镜中间位置或偏上。

（2）开启压缩机排气阀及高、低压系统有关阀门，但压缩机吸入阀和贮液器出液阀可暂时不开启。

（3）检查装置周围及运转部件附近有无妨碍运转的因素或障碍物。重新安装或检修复装后首次启动的压缩机，启动前应先手动盘车试转。

（4）对具有手动卸载—能量调节装置的压缩机，应将能量调节阀的控制手柄放在最小容量位置。

（5）接通电源，检查电源电压。

（6）开启冷却水泵（冷凝器冷却水、气缸冷却水、润滑油冷却水等）；直接吹风冷却系统，开启风机；间接冷却系统，开启盐水循环泵。

（7）调整压缩机高、低压控制器及各温度控制器的给定值，使其指示值在所要求范围内。此压力应根据采用制冷剂、运转工况和冷却方式而定，一般R134a高压为1.3～

1.5MPa；R22、R717 高压为 1.5～1.7MPa。装置所有安全控制设备，应确认状态良好(安全控制压力一般为 1.70±0.05MPa)。

(8) 检查制冷系统所有管路系统，保证无泄漏。冷却水系统不允许有严重漏水现象。

2. *启动*

启动准备工作完毕后，瞬时启动压缩机，并立即停车，观察压缩机、电动机启动状态的转向。在反复启动 2～3 次，确认启动正常，则正式启动转入运转。

正式启动后，逐渐开启压缩机吸入阀，并注意防止“液击”。开启贮液器出液阀，开始向系统供液。若制冷装置有卸载一能量调节机构，应逐步将其调节到所要求容量。在启动时间内应观察机器的运转、振动情况；系统高、低压及油压是否正常；检查电磁阀、能量调节阀、膨胀阀及回油阀的工作等。这些启动后的全面检查直到确认制冷工况稳定、运转正常时为止。

压缩机正常运转时，除了吸气压力、排气压力和双级压缩的中间压力符合要求外，吸气温度、排气温度和中间温度也应该在合理的范围内。

(1) 吸气温度　压缩机的吸气温度是指从压缩机吸气截止阀前面的温度计读出的制冷剂温度。为了保证压缩机的安全运转，防止产生液击现象，吸气温度要比蒸发温度高一点，亦即使制冷剂气体成为过热气体，有一定的过热度。过热度的大小取决于回气管的长度、管路的隔热及是否装设回热器等。一般情况下，在未设回热器的氟里昂制冷装置里，过热度为 5℃左右是比较适宜的；在设回热器时，保持 15℃的吸气过热度是合适的；对氨制冷装置，吸气过热一般为 5～10℃。

吸气温度过高或过低均应避免。吸气温度过高(即过热度偏大)将使压缩机排气温度升高，消耗功率增加，制冷量下降；吸气温度过低，则说明制冷剂在蒸发器中气化不完全，压缩机吸入湿蒸汽就有可能形成液击。造成吸气温度升高的原因，是调节阀开启过小或系统中制冷剂循环量不足而使制冷剂蒸发过热。回气管路的隔热层不好，也会造成吸气温度升高。从理论上讲，压缩机吸气为饱和状态时其效率最高，但从保障压缩机安全运行，防止液击等方面考虑，压缩机吸气应稍许过热。

(2) 排气温度　压缩机排气温度可从排气管路上的温度计读出。它与压缩比 p_k/p_0 及吸气温度有关。吸气温度越高，p_k/p_0 越大，排气温度越高，反之亦然。排气压力一般稍高于冷凝压力。吸气压力不变，排气压力升高时，排气温度也升高；如果排气压力不变，吸气压力降低时，排气温度也要升高。这两种情况都是因为压缩比 p_k/p_0 增大引起的。排气温度(或压力)升高会对压缩机产生严重的危害。冷凝温度和排气温度过高对压缩机的运行都是不利的，应该防止。表 8-1 给出了几种常用工质压缩机最高排气温度。

压缩机最高排气温度　　**表 8-1**

制冷剂	最高排气温度(℃)	制冷剂	最高排气温度(℃)
R717	150	R22	145
R134a	125		

(3) 中间温度　中间温度的高低与容积比、冷凝温度和蒸发温度等有关，它们中的任意一个变化时，中间温度都会发生相应的变化。此外，中间温度还与制冷系统的节流形式

有关。一次节流的中间温度，取决于高低压级的容积比；二次节流的中间温度则根据连接中间冷却器上的蒸发系统的温度而定。

在一定的范围内，双级压缩的中间压力与温度是随着高低压级的工作容积和冷凝压力、蒸发压力的变动而改变的。所以在操作中不能随意调整中间压力，而只能控制中间冷却器的液面高度，以维护压缩机的正常运转。

3. 压缩机的润滑

润滑是压缩机正常运转的基本条件。目前高速多缸压缩机均采用强制润滑。为满足压缩机润滑的要求，润滑油压保持 0.1MPa，最低不小于 0.075MPa。对设有卸载—能量调节装置的压缩机，其润滑油压力应保持在 0.15～0.3MPa，但最高不超过 0.35MPa。此外，在装置运转过程中，还应注意压缩机曲轴箱内润滑油位的变化，以及分油器自动回油的情况。曲轴箱内的油温，在运转条件下，开启压缩机不超过 70℃，封闭压缩机不超过 80℃。

4. 运转中的压缩机不应有异常的激热、撞击和振动

正常运转中压缩机及系统各连接处不应有油渍。对小型开启式压缩机，允许轴封处有极少量渗油现象，以保证摩擦面的润滑、密封。而对大型压缩机，则不允许有 10 滴/h 的漏油现象发生。

5. 装置运转过程中，需经常检查各冷库降温、保温情况

若低温冷库蒸发盘管结霜过厚则需进行融霜。

三、压缩机调配、转换及湿行程调整

1. 制冷压缩机的调配和转换

制冷压缩机的调配就是根据制冷系统负荷的变化，调整制冷系统的运行方式和制冷压缩机的工作台数，使制冷系统在合理工况下工作。压缩机的调配原则是在保证工艺要求的前提下，尽可能节省能源，用时考虑便于操作和管理。压缩机调配应根据以下情况进行：

(1) 尽可能使制冷系统所需的冷负荷与制冷压缩机的制冷能力相匹配；

(2) 根据压力比配车，当冷凝压力与蒸发压力之比小于 8，或者两者压力差小于 1.4MPa 时，应采用单级压缩，大于 8 或 1.4MPa 时，应采用二级压缩；

(3) 根据不同蒸发温度配车，当系统冷负荷太大时，可以把相近蒸发温度连在一起；

(4) 运转的压缩机台数尽可能减少；

(5) 在进行单级压缩与二级压缩转换时，为了安全，应先将运行中的压缩机停机，然后再调整进气管上的有关阀门，重新启动。

2. 制冷压缩机湿行程调整

制冷压缩机在运转中，液体制冷剂进入压缩机工作气缸，使气缸壁出现结露和敲缸等现象，这种现象称为制冷压缩机湿行程。制冷压缩机湿行程是制冷机在运行中出现的故障之一。当制冷压缩机产生湿行程时，会使制冷压缩机制冷量降低，延长冷库制冷时间，增大能耗，缩短压缩机的工作寿命，严重时会损坏机器，甚至造成人员伤亡事故。因此在运行中，应尽可能避免制冷压缩机产生湿行程。当出现湿行程后，应尽快消除，避免事故进一步扩大。

在氟里昂制冷系统中，因为氟里昂制冷剂的等熵指数比较小，所以允许的吸气过热度比较大，一般情况下不会发生湿行程。

(1) 单级制冷压缩机湿行程调整 当出现湿行程时，应立即关小吸气阀，关小或关闭供液阀；若吸气温度继续下降，应再关小吸气阀同时要将卸载装置的手柄拨至一组气缸工作，使气缸内的液体气化，待温度逐步上升，调节卸载装置手柄增加一组气缸工作，将吸气阀开大，当排气温度上升至0～80℃，吸气温度也上升时，将吸气阀再开大一点，但需要防止液体进入气阀。直到气缸全部上载，吸气压力正常，再全开吸气阀，开启供液阀，恢复正常工作。在处理湿行程时，应注意调整油压，若油压过低时应停机。当发生严重湿行程时，应立即停车，待气缸内的液体全部排除后再开车，同时应增大油冷却器和冷却水套冷却水量，以防冻裂。

(2) 二级制冷压缩机湿行程调整 双级制冷压缩机低级湿行程，主要是蒸发器供液太多及氨液分离器或循环贮液桶的液面过高所致，其处理方法与单制冷压缩机湿行程处理方法相同。高级湿行程主要是由于中间过冷器液面过高造成。其调整方法是：先关小低压级的吸气阀，同时将压缩机的工作缸卸载，以最小缸数运转，然后关小或关闭中间冷却器的供液阀，并及时关小或关闭高压级吸气阀，卸载到最小工作缸数运转，待高压级恢复正常后，再开大低压级吸气阀，恢复二级正常运转，并向中间冷却器供液。若高压级压缩机严重敲缸或结霜，应停止机组运转，并对中间冷却器进行排液处理，其处理方法与单级制冷压缩机相似。

第三节 常见故障排除

一、压缩机正常运转的标志

(1) 压缩机内无敲击声。压缩机正常工作，膨胀阀开度调节合适，活塞、连杆、活塞销及各轴承等配合适当，结合牢固。运转中只有压缩机吸、排气阀清脆的起落声，不产生敲击或其他不正常声响。

(2) 压缩机各摩擦部位温度正常、无激热现象。压缩机各摩擦部位、轴承与轴颈接触良好，润滑正常，不产生超过环境温度30℃或更高的激热。否则可能造成摩擦面及轴承严重磨损，轴瓦合金脱落、辗堆、熔化等后果。开启压缩机轴封无渗油现象。

(3) 曲轴箱油面处在正常位置。一般压缩机曲轴箱正常油面应在视油镜中间位置。如果是两个油镜，则正常油面应在上油镜的中心水平线或见不到油位。另外，在压缩机运转过程中润滑油不应起泡。

(4) 油压正常。采用压力润滑的压缩机，要求润滑油压为0～0.15MPa，最低不低于0.075MPa，如果压缩机设有液力卸载—能量调节装置，则要求润滑油压在0.15～0.3MPa范围内。油压过低，会造成各摩擦部件表面的干磨或卸载一能量调节机构动作迟缓；油压过高，不但易损坏油泵、键及传动件，而且会使各摩擦面之间进油过多，增加摩擦阻力。同时，使更多的润滑油进入制冷系统，导致换热设备的换热效果下降，压缩机耗油量增加。此外，曲轴箱内油温应不超过70℃或低于5℃。油温过低或过高，都将影响油泵吸油和润滑效果。

(5) 压缩机无结霜现象。冷库制冷系统工作过程中，压缩机回气管路结霜应属于正常现象，但操作不良或膨胀阀调整不当时，往往会使压缩机的气缸壁和机体结霜，严重时可

能造成压缩机“液击”。

(6) 制冷系统各辅助设备处于正常工作状态。压缩机吸、排气阀，分油器进、出口阀，冷凝器、贮液器进出口阀等呈正确开启位置；膨胀阀开度适当；各风机及电动机运转平稳，水循环系统的水泵运转正常、无异常声响；水循环管路及各连接处无漏水现象；具有盘管冷却的冷库内，盘管均匀结满“干霜”；制冷系统所有设备连接管路，不允许有制冷泄漏现象。

(7) 制冷系统所有压力及温度指示正确。压力表、温度表指针稳定，高低油压控制器调整适当，在所要求的压力数值范围内，能起到自动控制和安全保护作用；所有温度控制器的动作应能准确地控制冷库温度，以起动、停止压缩机，或启、闭供液电磁阀。

(8) 贮液器内制冷剂的液位符合要求。制冷系统正常工作时，贮液器的液位应在视液镜 1/3～2/3 位置。冷凝器出水温度稳定，进出水温差在 8～12℃范围内为宜。

(9) 制冷系统的压力和温度正常。制冷系统正常工作时，其冷凝压力与冷凝温度，蒸发压力与蒸发温度呈对应关系。操作、管理中心必须随时掌握系统工作过程中压力、温度的变化，以保证系统在给定工况下有效地工作。蒸发压力、温度随制冷温度要求而定，但通常情况下，压缩机的吸气温度不得超过 15℃；冷凝压力、温度随冷却水温度及供水情况而定，一般 R134a 冷凝压力的表压为 0.6～0.8MPa，最高不超过 1.4MPa；R22、R717 冷凝压力的表压为 0.8～1.3MPa，最高不超过 1.9MPa。

二、压缩机安全工作的条件

为了保证制冷压缩机在高速、高压、高温条件下安全运行，活塞制冷压缩机规定了表 8-2 所列的安全工作条件。

压力控制器给定值(参考)：

1) 高压控制器：比安全阀开启压力低 0.1MPa。

2) 低压控制器：比最低蒸发温度低 5℃的相应压力值。

3) 低压控制器：有卸载—能量调节装置时，润滑油压取 0.15～0.3MPa，无卸载—能量调节装置时，取 0.075MPa。

活塞制冷压缩机安全工作条件 **表 8-2**

工作条件	制冷剂		
	R134a	R22	R717
蒸发温度(℃)	−30～10	−40～5	−30～5
相应蒸发压力(MPa)	0.102～0.431	0.107～0..6	0.121～0.525
最高冷凝温度(℃)	50	40	40
最大压缩比	10	8	8
活塞最大压力差(MPa)	1.2	1.4	1.4
压缩机最高吸气温度(℃)	15	15	t_0+(5～8℃)
安全阀开启压力(MPa)	130	150	150
润滑油压(比曲轴箱压力高)(MPa)	0.15～0.3	0.15～0.3	0.15～0.3
最高油温(℃)	≤70	≤70	≤70

三、压缩机常见故障及排除

压缩机的故障分析与诊断是压缩机使用中的重要环节，也是难度较大的环节。任何产品的合格率都不可能为100%，再加上使用中的一些不合理因素或偶然因素，压缩机出现故障在所难免。为此，故障的快速、准确判定对于迅速排除故障就显得尤其重要。

故障分析与诊断建立在压缩机工作原理、制冷原理和机械运动的基础上，要求有较强的分析、判断能力和对故障发生时各种现象完整无缺的记录。

进行故障分析和诊断时应遵循以下原则：(1)仔细观察故障发生时的每一种现象；(2)除非原因很明显的故障，否则最好采用系统的方法，盲目猜测往往欲速则不达；(3)做好故障分析的记录；(4)如确认是压缩机的故障应及时向生产厂家反馈信息。

制冷系统常见故障、原因分析及排除见表8-3。

制冷装置常见故障、原因分析及排除　　表8-3

故障	原因分析		排除方法
1. 机组运转噪声大	1) 压缩机、电动机底脚螺钉松动 2) 连接管路、辅助设备固定不良 3) 传动带或飞轮松弛		1) 紧固 2) 紧固 3) 传动带张紧、检查螺母、键等
2. 压缩机有异常声响	1) 气缸部分	① 气缸余隙过小 ② 活塞销与连杆小头衬套间隙过大 ③ 活塞销缺油 ④ 吸、排气阀片、弹簧断裂 ⑤ 假盖弹簧断裂 ⑥ 气缸与活塞配合间隙过大或多小，造成拉缸偏磨 ⑦ 压缩机“奔油”，造成“液击” ⑧ 吸入液体制冷剂造成“液击”	① 调整余隙，或适当加厚垫片或更换零部件 ② 更换衬套 ③ 适当提高油压 ④ 停车检查、取出碎片，更换阀片、弹簧 ⑤ 更换假盖弹簧 ⑥ 更换零部件，调整配合间隙 ⑦ 更换刮油环，调整各气环搭口位置 ⑧ 调整工况，调整膨胀阀开度，适当调小吸入阀开度
	2) 曲轴箱部分	① 连杆大头轴瓦与曲轴轴颈间隙过大 ② 主轴颈与主轴承间隙过大 ③ 连杆螺栓螺母松动、脱落 ④ 飞轮、电动机转子键松弛(半封或全封闭式压缩机) ⑤ 电动机转子擦定子—主轴承间隙过大(半封、全封闭压缩机)	①、② 调整间隙，更换轴瓦，适当提高油压 ③ 紧固，更换并以开口销锁紧 ④ 更换或紧固 ⑤更换主轴承
3. 压缩机排气压力过高	1) 系统混入空气等不凝性气体 2) 冷凝器冷却水泵、风机未开启 3) 冷凝器水量不足、水温不高 4) 风冷冷凝器风量不足、气温高 5) 冷凝器管壁积垢太厚 6) 系统内制冷剂过多 7) 排气阀未开足、排气管不畅通 8) 贮液器进液阀未开启或未开足 9) 装置分油不良、系统集油过多、管道流动阻力增加、换热效果差		1) 排除空气 2) 开启水泵、风机 3) 增加冷却水量，清洗水管、水阀和过滤器 4) 加大风量、防止气流短路循环或阻塞 5) 清洗冷凝器 6) 取出多余制冷剂 7) 开足排气阀、疏通排气管 8) 进液阀开启、开足 9) 检查、调整分油装置，进行系统排油

续表

故　障	原因分析	排除方法
4. 压缩机排气压力过低	1) 冷凝器水量过大、水温过低 2) 冷凝器风量过大、气温过低 3) 吸、排气阀泄漏 4) 气缸纸垫打穿，高低压端旁通 5) 系统内制冷剂不足 6) 蒸发器结霜过厚，吸入压力过低 7) 卸载一能量调节失灵，正常制冷时部分气缸卸载 8) 安全阀过早开启、高低压旁通(氟机) 9) 分油器回油阀失灵、高低压旁通	1) 减少水量或采用部分循环水 2) 减少风量 3) 研磨或更换阀片 4) 更换垫片 5) 充注制冷剂 6) 融霜，适当提高吸入压力 7) 调整油压 0.15～0.30MPa，检查调整卸载机构 8) 调整安全阀开启压力值 9) 检修或更换回油阀
5. 压缩机排气温度过高	1) 吸入气体的过热度太大 2) 排气阀片泄漏或破损 3) 气缸垫片击穿 4) 安全阀过早开启、高低压旁通 5) 气缸冷却水套断水或水量不足(氨机)	1) 适当调节膨胀阀、减小过热度 2) 研磨阀片、阀线，更换阀片 3) 更换垫片 4) 调节安全阀开启压力 5) 调节冷却水量
6. 压缩机吸入压力过高	1) 蒸发器热负荷过大、蒸发温度 t_e 过高 2) 吸气阀泄漏、阀片断裂 3) 活塞环损坏或泄漏 4) 气缸垫片击穿 5) 膨胀阀开度过大 6) 膨胀阀感温包位置不对 7) 卸载一能量调节失灵，正常制冷时部分气缸卸载 8) 安全阀调节不当，过早开启，高低压旁通 9) 分油器自动回油阀失灵，高低压旁通 10) 系统中混入空气等不凝性气体	1) 调整热负荷、降低 t_e，合理选择蒸发器 2) 研磨阀片、阀线、更换阀片 3) 检查，更换损坏者 4) 更换垫片 5) 调小开度 6) 放正感温包，包扎良好 7) 调整油压、检查卸载机构 8) 调整安全阀开启压力值 9) 检修或更换自动回油阀 10) 排除空气
7. 压缩机吸入压力过低	1) 蒸发器热负荷过小，t_e 过低 2) 膨胀阀开度过小 3) 蒸发器进液量太少 4) 膨胀阀“冰塞” 5) 膨胀阀感温包充剂逃逸 6) 供液电磁阀未开启、液管堵 7) 贮液器出液阀未开或未开足 8) 系统制冷剂不足 9) 压缩机吸入阀未开足或管堵 10) 蒸发器盘管结垢过厚，集油过多，换热不良 11) 蒸发器结霜过厚，热负荷小 12) 低压系统堵塞 13) 吹风冷却风机未开启或风机倒转、风量不足 14) 盐水含量低，蒸发管外结冰过厚	1) 调整热负荷、提高 t_e；合理选择蒸发器，增加传热面积 2)、3) 调大膨胀阀开度，清洁膨胀阀进口滤网 4) 系统除水 5) 更换膨胀阀 6) 开启电磁阀、疏通供液管 7) 开启、开足出液阀 8) 补充制冷剂 9) 清洗吸气滤网及阀孔通道，全开吸入阀 10) 清洁管路、冲油排液 11) 融霜 12) 检查疏通、清洗 13) 启动并使之正转，提高风量 14) 适当提高盐水含量
8. 润滑油油压过高	1) 油压调节阀调整不当 2) 油泵输出端管路不畅通、润滑油路堵塞	1) 重新调整(放松调节弹簧) 2) 疏通管路、油路，更换润滑油

续表

故　障	原因分析	排除方法
9. 润滑油油压过低	1）油压调节阀调整不当 2）油压调节阀泄漏，弹簧失灵 3）润滑油太脏，滤网堵塞或损坏 4）油泵进油管堵塞 5）油泵间隙过大或失灵 6）油中含有制冷剂(油呈泡沫状) 7）润滑油质量低、变质、黏度过大 8）轴承间隙过大、跑油 9）润滑油量不足 10）油温过低或过高 11）油压表不显示(油压表阀未开、接管堵等) 12）油压表不显示(油泵传动件损坏)	1）重新调整，压紧调节弹簧 2）更换阀芯或弹簧 3）更换、清洗滤网 4）疏通进油管 5）更换或检修油泵 6）打开油加热器、关小膨胀阀 7）换上清洁、黏度适当的润滑油 8）调整间隙、更换轴承 9）加注润滑油 10）开启油加热器或冷却器 11）检查表阀和接管，打开油压表阀，疏通接管 12）检查油泵传动件、修复或更换
10. 曲轴箱油温过高	1）压缩机各轴承、摩擦部件间隙过小 2）压缩机排气温度过高、压力比过大 3）冷冻机室温度过高、润滑油冷却器断水 4）分油器“直通”、高压制冷剂气体进入曲轴箱 5）压缩机吸气过热度太大	1）调整间隙 2）调整工况、降低排气温度 3）加强通风、降温，加大润滑油冷却器的水量 4）检查自动回油阀、修复或更换 5）调整工况
11. 压缩机耗油量过大	1）分油器回油停止(管堵、阀堵、回油电磁阀或浮球阀未开启) 2）分油器失灵(不分油、不回油、润滑油进入系统) 3）气缸与活塞间隙过大，刮油环刮油不良 4）活塞环磨损、搭口间隙过大或搭口在一直线上 5）活塞环加工尺寸、精度不合要求 6）轴封不良、漏油 7）管路安装不合理、系统集油 8）卸载油缸漏油严重	1）疏通管路、阀门，检查回油电磁阀、浮球阀 2）检修或更换分油器 3）更换活塞(或气缸)，更换刮油环、活塞环，检查刮油环倒角方向(应向上) 4）检查活塞环搭口间隙，将活塞环搭口叉开布置 5）检查质量、尺寸 6）研磨轴封摩擦环，更换轴封 7）检查管路或进行排油 8）拆检油缸
12. 曲轴箱润滑油呈泡沫状	1）液体制冷剂混入润滑油 2）润滑油中混入水分	1）适当关小膨胀阀，打开油加热器 2）更换润滑油
13. 卸载—能量调节装置失灵	1）能量调节阀弹簧调整不当 2）能量调节阀油活塞卡死 3）调节机构卡死 4）油活塞或油环漏油严重 5）油管或接头严重漏油 6）油压过低 7）卸载油缸进油管堵，不进油	1）重新调整 2）拆检 3）拆检 4）拆检或更换 5）检修 6）提高油压 7）疏通进油管
14. 制冷系统堵塞	1）压缩机至冷凝器之间堵塞(高压迅速升高) 2）冷凝器至膨胀阀之间堵塞(低压迅速下降、抽空堵塞部位以后结霜、结露、“发冷”、低压迅速抽空、堵塞) 3）膨胀阀至压缩机之间堵塞(部位以前结霜融化、不结露也不“发冷”)	1）疏通管路，全开高压排出阀，检查各阀开启度 2）疏通管路，检查各阀开启度，更换或清洗过滤器 3）清洗膨胀滤网、疏通管路，清除膨胀阀冰塞

续表

故　　障	原因分析	排除方法
14. 制冷系统堵塞	4）阀头脱落裂损使高压通路堵塞(高压过高) 5）分油器回油管堵塞(油脏) 6）吸气滤网堵塞，吸入压力下降	4）拆修、更换 5）换油 6）清洗滤网
15. 热力膨胀阀通路不畅	1）进口滤网堵塞、节流孔污堵或冰塞 2）阀针过短造成阀不开启 3）感温包内充剂逃逸	1）拆洗或更换过滤干燥器 2)、3）更换膨胀阀
16. 热力膨胀阀开度过大	1）阀针过长造成阀开度失调 2）调节弹簧折断 3）感温包位置放置不正确	1)、2）更换膨胀阀 3）重新包扎感温包
17. 热力膨胀阀出现气流声或工作不稳定	1）系统制冷剂不足 2）膨胀阀容量选择过大	1）补充制冷剂 2）重新选择膨胀阀
18. 压缩机不启动	1）主电路电源不通、三相电断相 2）控制回路切断、短路 3）电动机故障 4）磁力启动器、接触器失灵 5）高低压控制器自动断开、温度控制器自动断开 6）油压控制器自动断开 7）制冷联锁装置动作(如泵或融霜系统) 8）过载继电器跳开	1）合闸、检查电源、修复 2）检查原因、修复 3）检查电动机、修复 4）检查、修复或更换 5）调整压力、温度控制器断开压力值，检查压力、温度控制器动作性能，修复 6）调整断开压力值，检查其动作性能，修复 7）检查、修复 8）检查、复位
19. 压缩机启动后不久停车	1）启动补偿接线有误 2）电动机接线有误 3）油压控制器给定动作值过高 4）油泵建立不起油压，油压过低 5）压缩机吸、排气阀未开或未开足，高、低压控制器动作 6）高、低压控制器调节不当 7）压缩机咬缸	1)、2）检查线路、重接 3）重新调整 4）检查油压过低或建立不起的原因，修复 5）吸、排气阀开足 6）重新调节给定值 7）拆解检查，修复
20. 压缩机运转中突然停车或启停频繁	1）电源被切断 2）压缩机高压超高 3）油压控制器调节不当，幅差太小 4）温度控制器调节不当，幅差太小 5）油压过低 6）压缩机高、低压端泄漏，停车后低压迅速回升 7）压缩机咬缸，转动部分卡死 8）电动机超负荷、线圈烧损、熔丝烧断 9）电路联锁装置故障 10）其他电气故障	1）检查、修复 2）检查原因采取措施 3)、4）重新调节 5）提高油压 6）检查原因，消除泄漏 7）切断电源，拆解检查 8）检查超负荷原因，更换线圈或熔丝 9)、10）检查修复

续表

故　障	原因分析	排除方法
21. 压缩机停车，高低压迅速平衡	1) 排气阀片裂损或泄漏 2) 气缸高、低压垫片击穿 3) 安全旁通阀漏	1) 研磨阀片、阀线、更换阀片 2) 更换垫片 3) 拆检、调整
22. 压缩机运转不停	1) 系统制冷不足、制冷效果不良 2) 压缩机吸、排气阀泄漏(输气量下降) 3) 活塞环不良(严重漏气) 4) 起动卸载电磁阀不良(过早卸载)	1) 补充制冷剂，调整工况 2) 检查原因、采取相应措施 3) 更换活塞环或气缸套 4) 拆检或更换
23. 系统制冷剂泄漏	1) 法兰及连接或焊接等处泄漏 2) 易熔塞泄漏：①易熔塞已熔；②高压异常 3) 蒸发器管路破损：①低温爆裂；②腐蚀爆裂 4) 冷凝器管路破损：①冬季停用结冻爆裂；②腐蚀爆裂；③端板锈蚀	1) 阻漏处理 2) ①更换易熔塞；②消除超压原因 3) ①焊修、更换；②更换 4) ①焊修防冻；②更换；③局部焊修或更换
24. 压缩机轴封泄漏	1) 摩擦环过度磨损，摩擦面破损 2) 轴封组装不良、摩擦环偏磨 3) 轴封弹簧过松 4) 轴封橡胶环过紧(曲轴轴向窜动时动、静摩擦环脱离) 5) 轴封橡胶环上的钢圈尺寸不对	1) 研磨或更换 2) 重新组装、调整、研磨 3) 更换轴封弹簧 4) 更换橡胶环 5) 更换钢圈
25. 装置运转但不制冷	1) t_e 过低：① 制冷剂不足； ② 过滤—干燥器脏堵； ③ 管路集油和污垢，换热不良 ④ 蒸发管结霜过厚，冷风机气流受阻 ⑤ 膨胀阀调节不当、性能不良 ⑥ 热负荷过小、冷风短路回流 ⑦ 间接冷却盐水量不足：a)泵扬程不足；b)管道阻力太大；c)盐水浓度太大； ⑧ 膨胀阀、制冷剂分配器或管路堵 2) 冷凝温度 t_c 过高：①热负荷过大；②膨胀阀不良；③膨胀阀温包接触不良 3) t_c 过高(参照压缩机排气压力过高的原因) 4) t_c 过低(膨胀阀供液不足，系统工作失调) 5) 冷风机减速、停转或倒转 6) 冷风被阻塞或短路回流 7) 压缩机输气量不足 8) 压缩机压比下降(吸、排气阀不良) 9) 卸载—能量调节机构工作不良，过早卸载	1) ① 充注制冷剂 ② 清洗滤网或更换干燥剂 ③ 排油、清洁管路 ④ 融霜 ⑤ 重新调节、更换 ⑥ 改变负荷、防止冷风短路 ⑦ a)、b)检查盐水浓度，提高泵容量；c)降低盐水浓度 ⑧ 疏通或更换 2) ①调整负荷②调整、检修或更换③重新包扎 3) 找出原因，采取相应措施 4) 找出原因，提高冷凝压力 5) 提高额定转速，开启风机、正转 6) 防止阻塞和短路回流 7) 制冷剂太少：充注制冷剂、堵漏；转速下降：提高到额定转速 8) 分解检查不良处、堵漏 9) 检查，调整

第四节 检 修

压缩机需要拆解检查时，应先将制冷剂抽空，仅留 0.01～0.02MPa 的表压力，然后关闭吸、排气阀。必要时可拆开管路与吸、排气阀的连接法兰，压缩机即脱离系统。

一、定期检查

压缩机做定期检查时，不拆解系统，只把压缩机抽空，然后关闭吸、排气阀。主要检查的内容是：压缩机的润滑、吸排气阀、卸载—能量调节机构、安全控制设备及电动机性能。

(1) 拆开压缩机气缸，检查吸、排气阀和弹簧是否完好，清除污油结焦。

(2) 拆除曲轴箱侧盖，放出脏润滑油，彻底清洗曲轴箱，清洗滤网，去除磁性滤网上的铁粉，换上清洁的润滑油，拆出吸入滤网并清洗干净。

(3) 检查卸载—能量调节装置的工作可靠性：先取下假盖，排气阀杆伸出高度，一般高出缸套上阀线顶面 1.5mm 为宜，不能过高或过低，更不得高低不齐，然后将能量调节至最低量位置；启动空运转，调整油压调节阀，保持润滑油压 0.2～0.25MPa，将能量调节阀调节到最大能量位置，观察吸气阀片顶杆的伸出高度。此外，要检查卸载—能量调节装置时，可用手动调节机构，将能量从最低位置逐级调到最高位置，观察各气缸阀片顶杆是否依次动作。如果在各自手柄位置上，各气缸既能依次动作，而且各动作位置上的油压又一样，则说明卸载装置工作正常。装置自动部分的检查工作，应在专门试验台上进行，也可在负荷变化时调整。

如果是半封闭或全封闭式压缩机，则应检查电动机三相电流、功率及其绝缘性能。

二、检修

压缩机全面检修时，应将压缩机拆解。拆解过程要边拆解边检查。所有零部件均应符合规定的技术要求，对部分不合格的零部件应予以修理或更换。

1. 吸、排气阀

在压缩机全面检修时，吸、排气阀一般都全部更换。条件不备，允许继续使用，但必须状态良好，不得有破碎、裂纹、刻槽等损伤。更换新阀片时，应先用 120 号金刚砂在平板上研磨，再用绿油在平板玻璃上研磨，直到阀片无丝纹、刻痕、光洁如镜。气阀弹簧性衰减过大或断裂、变形时，应予更换。新装弹簧时，必须正位。吸、排气阀各阀座和阀芯的密封线若有刻痕、裂损等，应进行研磨。若缺陷严重，研磨无法消除时，应更换。若一时尚无备件，可经磨床磨削，再研磨使用。当阀座长期使用和经多次研磨，使阀线深度减小，安装后会影响“余隙”时，可以用适当增减缸套与机体之间或缸套与阀板之间的垫片厚度的办法予以调整。

2. 活塞连杆组

活塞严重磨损或与缸套配合间隙过大，此时应更换缸套或活塞。若活塞外圆柱面有轻微拉痕，可用细油石磨光。当有严重磨损出现沟槽时，应予更换。活塞气环和油环表面有严重裂损、变形、拉痕或搭口间隙过大，失去弹性，则均应更换。检查连杆及大小头衬套

和活塞销，良好者，可继续使用；如连杆有裂纹、弯曲变形，应修复或更换。连杆油孔冲洗畅通，若有偏杆等情况，连杆应作垂直度、平行度校正(垂直度、平行度偏差不超过0.05mm)。连杆大头轴瓦有严重拉痕，必要时可局部刮研，使其接触面均匀良好。另外，压缩机主轴承的轴瓦应按连杆轴瓦同样要求，装配时注意严格控制间隙。

3. 缸套

缸套顶部吸入阀线有裂纹、凹痕等缺陷，应研磨。一般阀线深度不得小于0.5mm，缸套镜顶部应光滑无刺，无拉痕、损伤等缺陷。否则，轻者磨光，重者更换。缸套之间圆柱度及余隙应符合装配技术要求。一般F7系列六缸以上压缩机安装时，应先将活塞连杆组装入缸套，然后再一次装入机体。F10系列多缸压缩机的缸与活塞连杆组分别安装。此外，对设有卸载一能量调节机构的缸套，应注意转动环的工作方向，切勿错装。

4. 吸入滤网及油滤网清洗

滤网清洗要求与定期检查相同，一般用无水洗剂或煤油、汽油等清洗。对有破损者应更换或修复，然后吹干复装。对新安装的制冷系统，吸气滤网及油滤网先经150h运转，拆下清洗，继续运转500h后，再清洗一次。

5. 轴封

开启压缩机的轴封，若使用正常，一般检查时不必拆开，亦不宜多拆。当压缩机全面拆解检修时，应拆下清洗、检查。若拆解前已发现泄漏，拆解后应检查动、静摩擦环，其摩擦面上不允许有刻痕、裂痕和严重缺损，否则应予以研磨和更换。新装轴封，开始运转时允许少量渗油，但经一段时间运行后，渗油量应逐步减小，假如渗油不停，则应拆下重新研磨摩擦环，复行后再行试车。

6. 润滑油泵

在油量正常，油温达70～90℃时，油泵仍保持压缩机有0.4MPa的油压。全面检修时，只拆出做外观质量检查和清洗，即可复装使用。若齿轮等零部件有裂纹、缺损、间隙过大、吸不上油或保持不了0.4MPa的油压，则应修理或更换齿轮。油泵复装时，必须注意泵盖方向，以保证泵轴正、反转时正常供油。此外，在检修油泵的同时，应彻底清洗油泵吸、排油管，使油路畅通。

7. 卸载—能量调节装置

压缩机全面拆解前，不带阀片运转，保持0.25MPa润滑油压。检查卸载机构和能量调节的工作，如属正常，全面拆解检修时不再拆开。如果卸载—能量调节装置已经过拆修，复装后的检查，可以在压缩机组装完毕后，结合不带阀片试车时进行。

8. 曲轴

压缩机拆解时，应小心地拆出曲轴，检查各轴颈表面有无刻痕、裂纹及波纹等缺陷；检查曲轴油路是否畅通，并予以冲洗；检查曲轴颈圆柱度，一般要求其圆柱度不超过0.05mm。曲轴应涂油复装，并盘车试转。

压缩机零部件装配间隙大小的选择与零部件工作位置、条件、选用材料、转速等因素有关，良好的配合间隙应通过试验和长期实践得到。

压缩机检修完毕复装后，必须进行试车，以检查压缩机各运动部件的运转情况，了解压缩机的工作性能，评定检修或装配质量。压缩机的试车一般包括不带吸、排气阀的无负荷试车和空气负荷试车。

参 考 文 献

[1] 缪道平，吴业正主编. 制冷压缩机. 北京：机械工业出版社，2001

[2] 郁永章主编. 容积式压缩机技术手册. 北京：机械工业出版社，2000

[3] 韩宝琦，李树林主编. 制冷空调原理及应用. 北京：机械工业出版社，2002

[4] 马国远，李红旗编著. 旋转压缩机. 北京：机械工业出版社，2001

[5] 卜啸华主编. 制冷与空调技术问答. 北京：冶金工业出版社，机械工业出版社，2000

[6] 缪道平主编. 活塞式制冷压缩机(第二版). 北京：机械工业出版社，1992

[7] 彦启森主编. 制冷技术及其应用. 北京：中国建筑工业出版社，2006

[8] 邹根南，郑贤德主编. 制冷装置及其自动化. 北京：机械工业出版社，1987

[9] 董天禄主编. 离心式/螺杆式制冷机组及应用. 北京：机械工业出版社，2002

[10] 李红旗，马国远，刘忠宝主编. 制冷空调与能源动力系统新技术. 北京：北京航空航天大学出版社，2006